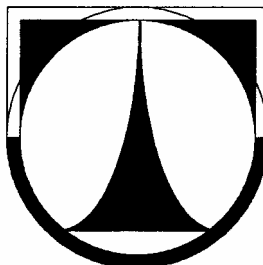


TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



**TRAJEKTORIE DRÁHY RÁDIEM ŘÍZENÉHO
MODELU AUTOMOBILU**

TRAJECTORY OF THE TRACK OF A RADIO CAR

DIPLOMOVÁ PRÁCE

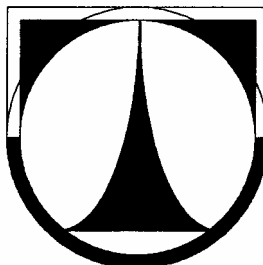
Jiří Holman

Květen 2007

TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI

FAKULTA STROJNÍ

Katedra vozidel a motorů



Obor: 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

KOLOVÉ DOPRAVNÍ A MANIPULAČNÍ STROJE

TRAJEKTORIE DRÁHY RÁDIEM ŘÍZENÉHO MODELU AUTOMOBILU

Jiří Holman

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jan Novák, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Robert Voženílek

Počet stran : 55

Počet obrázků : 48

Počet tabulek : 2

Počet příloh : 7

Počet výkresů : 15

květen 2007



TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI
FAKULTA STROJNÍ
KATEDRA VOZIDEL A MOTORŮ



ANOTACE

JMÉNO A PŘÍJMENÍ: Jiří Holman

OBOR: Konstrukce strojů a zařízení

ZAMĚŘENÍ: Kolové dopravní a manipulační stroje

NÁZEV PRÁCE: Trajektorie dráhy rádiem řízeného modelu automobilu
Trajectory of the track of a radio car

VEDOUCÍ PRÁCE: Ing. Jan Novák, Ph.D.

KONZULTANT: Ing. Robert Voženílek

ANOTACE:

Tato diplomová práce se zabývá vlivem zadní řiditelné nápravy na trajektorii automobilu. První část popisuje stávající řízení osobních automobilů. V další části je navržena úprava zadní neřiditelné nápravy RC modelu na nápravu řiditelnou. Dále je vyřešen problém zástavby počítače do RC modelu. Posledním bodem je popis vlivů ovlivňujících trajektorii automobilu a simulace těchto vlivů na matematickém modelu.

ANOTATION:

This diploma thesis deals with the influence of the back steerable axle on the car trajectory. Its first part describes the current model of car steering. The following section proposes a conversion of the back non-steerable axle of the RC model into a steerable axle. Furthermore the issue of built-in computer in the RC model is being solved. The last section states the influences with an impact on the car trajectory and simulates these influences on a mathematic model.

PROHLÁŠENÍ K VYUŽITÍ VÝSLEDKŮ DP

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 o právu autorském, zejména § 60 (školní dílo) a § 35 (o nevýdělečných užití díla k vnitřní potřebě školy).

Beru na vědomí, že TUL má právo na uzavření licenční smlouvy o užití mé práce a prohlašuji, že **s o u h l a s í m** s případným užitím mé práce (prodej, zapůjčení apod.).

Jsem si vědom toho, že užití své diplomové práce či poskytnout licenci k jinému využití mohu jen se souhlasem TUL, která má právo ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, vynaložených univerzitou na vytvořená díla (až do jejich skutečné výše).

Datum: 25. 5. 2007

Podpis:

PODĚKOVÁNÍ

Na tomto místě bych rád poděkoval všem členům katedry strojů průmyslové dopravy TU v Liberci, kteří mi svými radami pomáhali při zpracování této. Poděkování patří především mému konzultantovi panu Ing. Robertovi Voženílkovi; vedoucímu diplomové práce Ing. Janu Novákovi, Ph.D. za odbornou pomoc, připomínky a poskytnuté informace.

OBSAH:

1 -	Úvod.....	11
2 -	Směrové řízení	12
2.1 -	Požadavky na řízení	12
2.2 -	Geometrie řízených kol.....	13
2.2.1 -	Úhel odklonu kola.....	14
2.2.2 -	Příklon rejdové osy	14
2.2.3 -	Poloměr rejdu.....	16
2.2.4 -	Záklon rejdové osy.....	16
2.2.5 -	Úhel sbíhavosti	17
2.3 -	Díly řízení	18
2.3.1 -	Kulové klouby.....	18
2.3.2 -	Řídící tyče	19
2.3.3 -	Sloupky a hřídele řízení	20
2.3.4 -	Převodovky řízení	21
2.3.5 -	Posilovače řízení	25
2.4 -	Mechanismus řízení	28
2.5 -	Řízení všemi koly	30
2.5.1 -	Mechanické natáčení zadních kol	31
2.5.2 -	Elektrohydraulické řízení zadních kol	32
2.5.3 -	Elektromechanické řízení zadních kol	33
3 -	Konstrukční část	35
3.1 -	Zadní řiditelná náprava	35
3.1.1 -	Současný stav.....	35
3.1.2 -	Návrh zadní řiditelné nápravy	36
3.1.3 -	Ověření Ackermannovy podmínky řízení.....	37
3.2 -	Zástavba počítače.....	39
3.3 -	Použité materiály	41
4 -	Experimentální část.....	42
4.1 -	Matematický model	42
4.2 -	Parametry RC modelu.....	45
4.3 -	Vlivy parametrů na trajektorii.....	45
4.3.1 -	Směrová tuhost pneumatiky.....	45
4.3.2 -	Rychlost vozidla	46

4.3.3 - Hmotnost vozidla	46
4.4 - Určení směrové tuhosti pneumatik	50
4.5 - Ověření simulace na reálném RC modelu	51
4.6 - Snímače	51
4.6.1 - Aktivní snímač otáček	51
4.6.2 - Hallův snímač otáček	52
4.6.3 - Snímač stáčivé rychlosti	52
4.6.4 - Snímač zrychlení	52
4.7 - Vyhodnocení naměřených výsledků	52
5 - Závěr	54
Přehled použité literatury	55

- Výkresová dokumentace úpravy zadní řiditelné nápravy + zástavby počítače
- CD - doprovodná data a text DP

Seznam označení

Použité zkratky:

DP	diplomová práce
OA	osobní automobil
NA	nákladní automobil
Obr.	obrázek
Tab.	tabulka
ESP	elektronický stabilizační program
RC	rádiem ovládané

Veličiny a jejich jednotky:

Platí pokud v textu není uvedeno jinak.

<i>Značka</i>	<i>Název</i>	<i>Jednotka</i>
γ	úhel odklonu kola	°
σ	příklon rejdové osy	°
r_0	poloměr rejdu	m
τ	záklon rejdové osy	°
n_k	závlek	m
δ_0	úhel sbíhavosti	°
M_σ	celkový vratný moment řízených kol vlivem příklonem	Nm
F_z	svislá reakce na kolo	N
G_p	statické zatížení přední nápravy	N
δ_s	střední úhle rejdu	°
i_m	převodový poměr zajištěný mechanismem řízení	-
i_p	převodový poměr převodovky řízení	-
β_v	úhel natočení volantu	°
β_p	střední úhel natočení předních řízených kol	°
i_f	celkový převodový poměr řízení	-
β_1	úhel natočení vnějšího kola	°
β_2	úhel natočení vnitřního kola	°
R	teoretický poloměr zatačení	m
t_0	vzdálenost os rejdových čepů	m
l	rozvor náprav	m
S_p	boční vodící síla na přední nápravě	N
S_1	boční vodící síla na předním vnitřním kole	N
S_2	boční vodící síla na předním vnějším kole	N

S_z	boční vodící síla na zadní nápravě	N
S_3	boční vodící síla na zadním vnitřním kole	N
S_4	boční vodící síla na zadním vnějším kole	N
H_p	obvodová síla na přední nápravě	N
H_z	obvodová síla na zadní nápravě	N
H_3	obvodová síla na zadním vnitřním kole	N
H_4	obvodová síla na zadním vnějším kole	N
m	hmotnost vozidla	kg
v	rychlost vozidla	m/s
α	směrová úchylky těžiště	°
ε	stáčení vozidla	°
O_v	odpor vzduchu	N
β_z	střední úhel natočení zadních řízených kol	°
J_z	moment setrvačnosti ke svislé ose vozidla	kg·m ²
n_s	závlek pneumatiky	m
l_p	vzdálenost předních kol od těžiště	m
l_z	vzdálenost zadních kol od těžiště	m
N	boční vzdušná síla	N
e	rameno boční vzdušné síly	m
C_{ap}	směrová tuhost obou pneumatik přední nápravy	N/rad
C_{az}	směrová tuhost obou pneumatik zadní nápravy	N/rad
α_p	úhel směrové úchylky přední nápravy	°
α_z	úhel směrové úchylky zadní nápravy	°
y	vybočení vozidla	m
x	dráha ujetá modelem	m
y_p	průběh budící funkce natočení předních kol	rad·s
y_z	průběh budící funkce natočení zadních kol	rad·s
t	čas	s
K	závislost mezi natočení předních a zadních kol	-
z	počet impulsů	-
r_{dyn}	dynamický poloměr kola	m
o	obvod kola	m
n_H	otáčky Hallova snímače	1/s
z_H	počet zubů na hřídeli Hallova snímače	-
z_D	počet zubů na unašeči diferenciálu	-
p	počet impulsů na jednu otáčku Hallova snímače	-
w	počet otvorů v clonce Hallova snímače	-

1 - ÚVOD

V dnešní době se celá řada výrobců osobních automobilů snaží zvýšit bezpečnost svých automobilů a to jak z pohledu pasivní tak i aktivní bezpečnosti. Jedním z hlavních prvků aktivní bezpečnosti je zajištění jízdní stability v různých jízdních stavech (přujezd zatáčkou, akcelerace, brždění, přejezd nerovnosti, ...). Kromě elektronických systémů typu ESP přišli vývojáři automobilek se zadní řiditelnou nápravou, která velkou měrou zvyšuje stabilitu jízdy při změně směru.

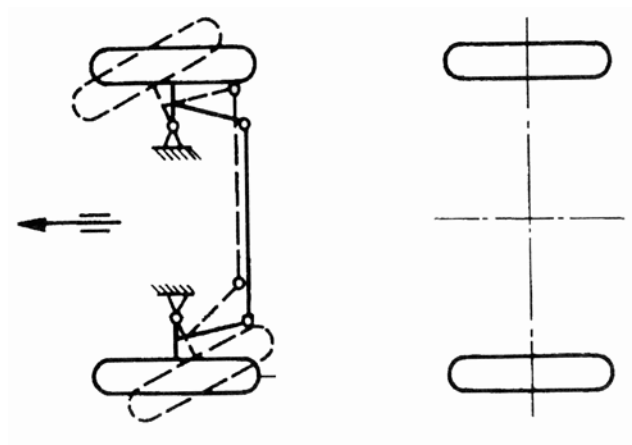
Jelikož je testování na reálných vozech příliš nákladné, existují různé druhy modelování. Jednou z možností je ověření matematických předpokladů na fyzikálním modelu. Tento způsob byl zvolen Katedrou vozidel a motorů na Technické univerzitě v Liberci.

Cílem této DP je návrh úpravy RC modelu, po které půjdou provádět testy systému řízení 4WS. V první části je nastíněna problematika stávajících způsobů řízení osobních automobilů i s popisem již používaných systémů řízení 4WS. V konstrukční části je vyřešena úprava zadní neřiditelné nápravy RC modelu na nápravu řiditelnou a také zabudování počítače do RC modelu. Poslední část DP se zabývá popisem vlivů na trajektorii osobních automobilů a provedením simulace jízdy v programu Matlab Simulink.

2 - SMĚROVÉ ŘÍZENÍ

Směrové řízení slouží k udržení nebo ke změně směru jízdy vozidla. U osobních automobilů se používá řízení jednotlivými koly a to tak, že se kola otáčejí kolem rejdových čepů (*obr. 2.1*). Podle způsobu ovládání řídicí páky lze dělit řízení na:

- přímé - ovládané silou řidiče
- s posilovačem řízení (servomechanismem) - volant ovládá posilovač, který řídí přední kola.



Obr. 2.1 – Schéma řízení předními koly pomocí rejdových čepů

Řízení všemi koly (4WS) se používalo u některých OA (Mazda, Honda, Nissan, BMW) okolo 90. let, ale od tohoto systému bylo upuštěno kvůli nákladnosti a nedokonalosti tehdejší techniky. S ohledem na bezpečnost se však ke způsobu řízení 4WS začínají automobilové firmy vracet. O systémech 4WS více v **kapitole 2.5**.

2.1 - POŽADAVKY NA ŘÍZENÍ

Podle § 32 vyhlášky č. 102/1995 Sb. o podmínkách provozu vozidel na pozemních komunikacích musí řízení splňovat tyto požadavky [4]:

- a) snadná, rychlá a bezpečná ovladatelnost. Mechanismus řiditelné nápravy a geometrie řízení musí být konstruovány a provedeny tak, aby nevznikly kmity a rázy v řízení;
- b) řízená kola se po projetí zatáčkou musí samovolně vracet do přímého směru, nebo aby k vrácení kol do přímého směru byla potřeba podstatně menší síla než pro pohyb do zatáčky;

c) řídicí ústrojí nesmí mít větší vůle. U vozidel s největší rychlostí přes 100 km/hod je přípustná vůle volantu 18° ;

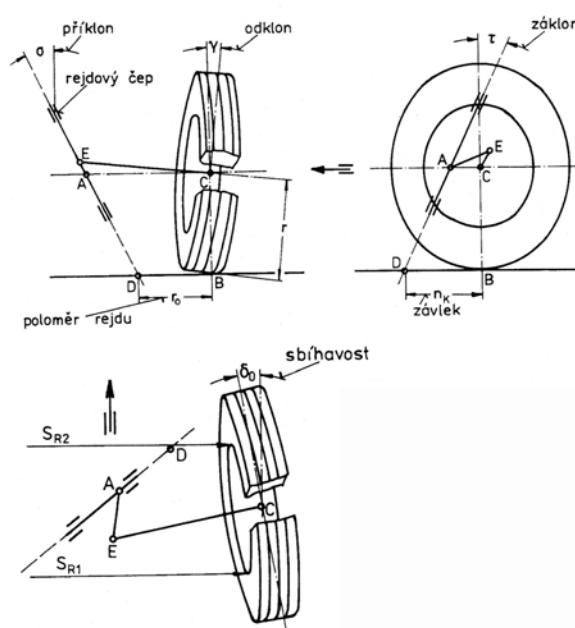
d) pokud není řízení vybaveno posilovacím zařízením, pak počet otáček volantu nesmí být větší než 5 z polohy odpovídající vychýlení vnitřního kola o 35° zprava do stejné polohy vlevo, nebo z jedné krajní polohy do druhé, pokud není docíleno úhlu vychýlení řízeného kola 35° . Krajiní vychýlení kol musí být omezeno dorazy;

e) motorová vozidla, u nichž hmotnost připadající na řízenou nápravu (resp. nápravy) činí nejméně 3,5 t, musí být řízení vybaveno posilovacím zařízením. Při selhání tohoto zařízení musí být možno řídit vozidlo (soupravu) svalovou silou řidiče. Tato síla nesmí přesáhnout 600 N;

f) při zatačení z přímé jízdy do oblouku o poloměru 12 m rychlostí 10 km/hod nesmí ruční síla na volantu překročit 250 N.

2.2 - GEOMETRIE ŘÍZENÝCH KOL

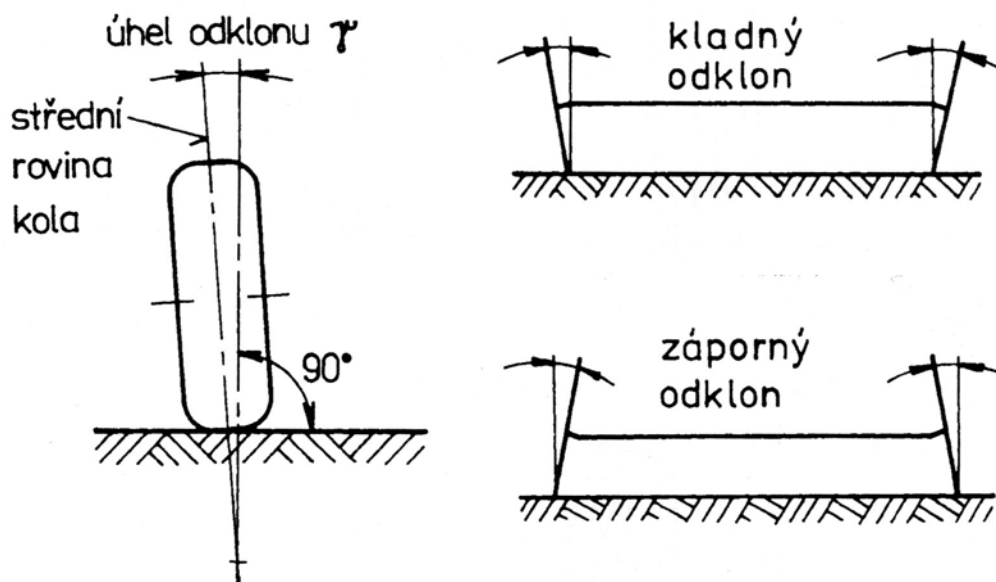
Aby bylo dosaženo požadavků na řízení z kapitoly 2.1 a), b) a aby nedocházelo při přímé jízdě i při průjezdu zatáčkou ke smýkání kol (docházelo jen k odvalování kol) konstruují se řízená kola a osy rejdových čepů s určitými geometrickými odchylkami, které přesně uvádí norma ČSN 30 0034 a jsou znázorněny na **obr. 2.2**.



Obr. 2.2 - Geometrie řízeného kola: γ – úhel odklonu kola, σ – přiklon rejdové osy, r_0 – poloměr rejdu, τ – záklon rejdové osy, n_k – závlek, δ_0 – úhel sbíhavosti

2.2.1 - Úhel odklonu kola

Úhel odklonu kola γ je definován jako sklon střední roviny kola vůči svislé ose vozidla (*obr. 2.3*). Kladně je orientován je-li vrchní část pneumatiky vně vozidlo (viz *obr. 2.3* – vpravo).



Obr. 2.3 – Úhel odklonu kola: vpravo znázorněn smysl orientace odklonu kola

Při kladném odklonu se kolo odvaluje po vozovce po kuželové ploše a kola mají tendenci se odvalovat od sebe, což zapříčiňuje snížení kmitání kol. Dále při kladném odklonu dochází k prokluzu kol a tím pádem k zvětšení opotřebení.

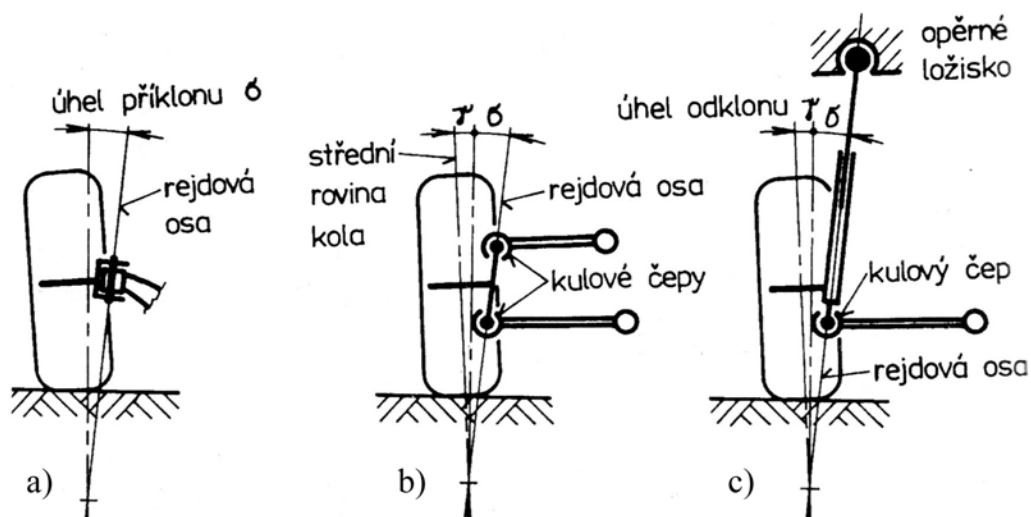
Dnes se u předních kol nastavuje většinou nulový odklon (při zatížení -1° až -2°) pro zlepšení bočního vedení pneumatiky.

2.2.2 - Příklon rejdové osy

Příklon rejdového čepu σ je úhel mezi osou otáčení rejdového čepu a svislicí do roviny rovnoběžné s příčnou rovinou vozidla.

Rejdová osa (*obr. 2.4*):

- u tuhé nápravy je to osa kolem níž se kolo při zatáčení vychyluje;
- u lichoběžníkové nápravy je daná spojnicí středů horního a dolního kulového čepu;
- u nápravy McPherson se jedná o spojnicí mezi středem horního závěsného ložiska a středem spodního kulového čepu uloženého v příčném rameni.

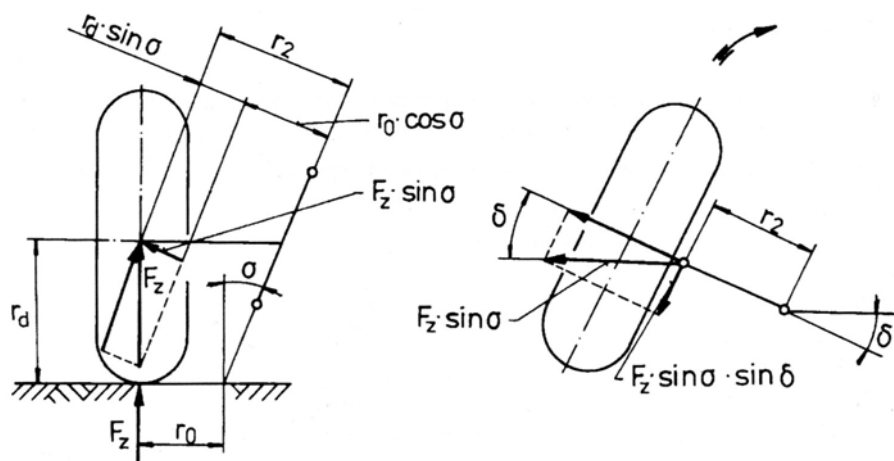


Obr. 2.4 – Úhel příklonu rejdivé osy: a) u tuhé nápravy, b) u lichoběžníkové nápravy, c) u nápravy McPherson

Příklon slouží k samočinnému vracení kol do přímé polohy. V důsledku příklonu se při natáčení kola zvedají a po puštění volantů tlačí tíha přední nápravy kola zpět do přímé polohy. Vratný moment má velikost (dle **obr. 2.5**):

$$M_{\sigma} = 2 \cdot F_z \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta_s \cdot r_2 = G_p \cdot \sin \sigma \cdot \sin \delta_s \cdot r_2 \quad (2.1)$$

$$r_2 = r_d \cdot \sin \sigma + r_0 \cdot \cos \sigma \quad (2.2)$$



Obr. 2.5 – Stanovení vratného momentu kola vyvolaného příklonem rejdivé osy

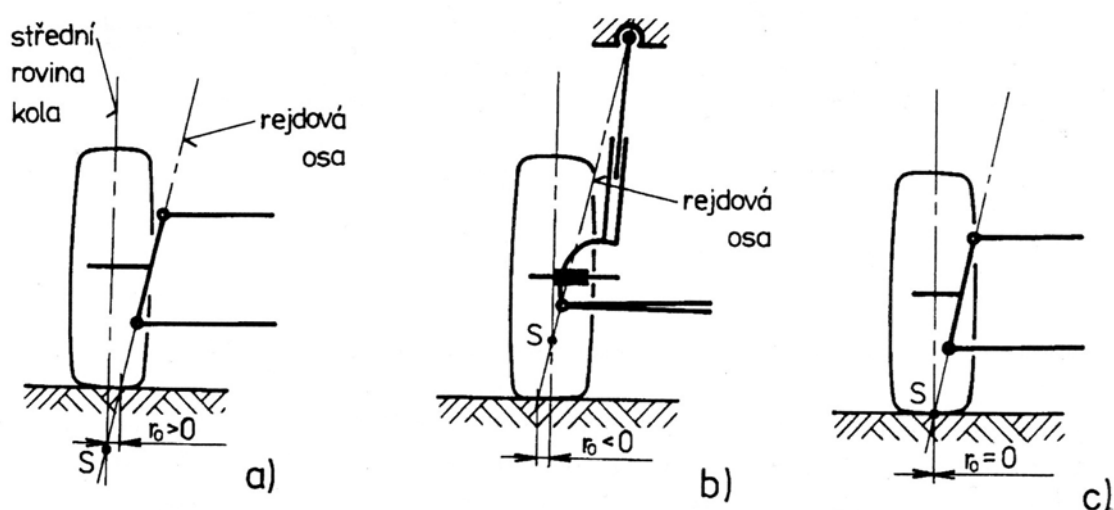
Aby byl vratný moment kladný, musí být dle rov (2.1) úhel $\sigma > 0$, ale z rov (2.2) je zřejmé, že může být i poloměr rejdu $r_0 < 0$. Proto se u OA volí dva způsoby nastavení:

- velký poloměr rejdu a malý příklon např.: $r_0 = 40 \text{ mm}$, $\sigma = 5^\circ$;
- záporný poloměr a velký úhel příklonu: $r_0 = -10 \text{ mm}$ až -18 mm , $\sigma = 14^\circ$ až 18° .

2.2.3 - Poloměr rejdu

Poloměrem rejdu r_0 se rozumí vzdálenost mezi středem styku pneumatiky a průsečíkem rejdové osy s vozovkou, promítnutá do rovnoběžné roviny s příčnou rovinou vozidla (**obr. 2.6**).

Větší poloměr rejdu má za následek větší vratný moment (což vyplývá z rov. (2.1) a (2.2)), ale zároveň se zvětšuje citlivost přední nápravy na podélné síly. Při rozdílných brzdných momentech na předních kolech vzniká jejich vychýlení, které musí být korigováno řidičem. Stejný efekt vzniká při rozdílných jízdních odporech. Proto se dnes používá u OA s předním pohonem záporný poloměr rejdu, jenž má stabilizující účinek.

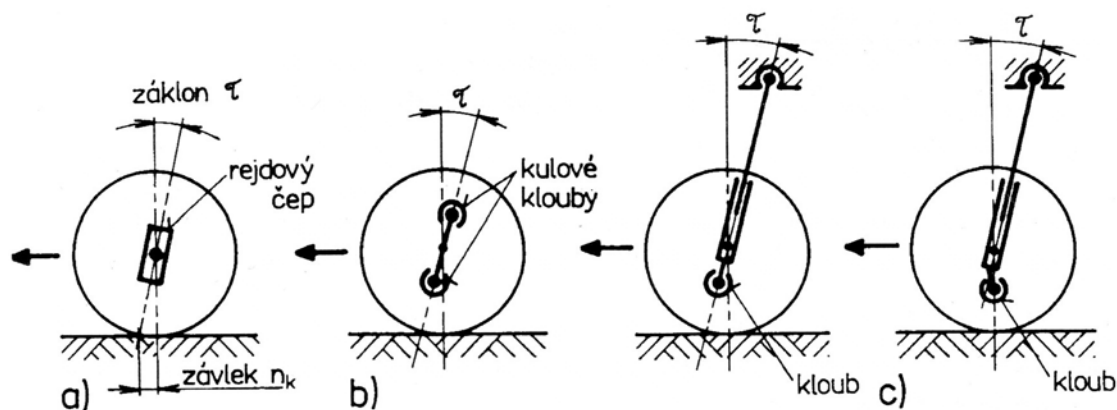


Obr. 2.6 – Poloměr rejdu: a) kladný (lichoběžníková náprava), b) záporný (náprava McPherson), c) nulový (lichoběžníková náprava)

2.2.4 - Záklon rejdové osy

Záklon rejdové osy τ je úhel sevřený rejdovou osou a svislicí do roviny rovnoběžné s podélnou rovinou vozidla. Kladně je orientován, je-li rejdová osa nakloněna dozadu (viz **obr. 2.7**). Závlek je vzdálenost mezi průsečíkem rejdové osy s rovinou vozovky a středem styku pneumatiky, promítnutá do podélné roviny vozidla. Kladně ho uvažujeme, je-li průsečík před středem pneumatiky.

Díky závleku vzniká moment, který vrací kola do přímého směru. Dnes se u vozidel s pohonem předních kol používá nulový závlek a to proto, aby nevznikal moment, který zvětšuje úhel rejdu.

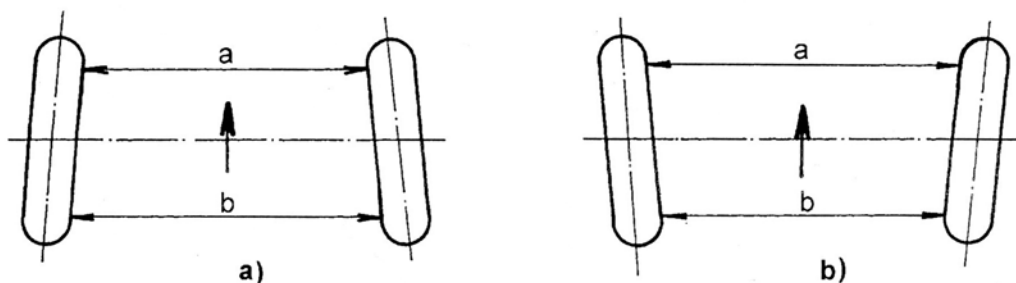


Obr. 2.7 – Záklon rejdové osy: a) tuhá náprava, b) lichoběžníková náprava, c) náprava McPherson

2.2.5 - Úhel sbíhavosti

Úhel sbíhavosti δ_0 je průmět úhlu mezi podélnou osou vozidla a střední rovinou kola do roviny vozovky. Úhel sbíhavosti vypočítáme (viz **obr. 2.8**):

$$\delta_0 = \arcsin \frac{b-a}{d_r} \quad (2.3)$$



Obr. 2.8 – Sbíhavost kol: a) sbíhavost, b) rozbíhavost

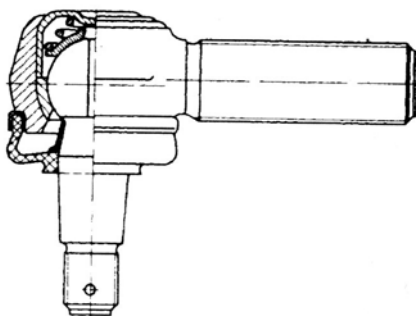
Kola se označují jako sbíhavá, když je vpředu menší vzdálenost kol než vzadu (měřeno ve výši středu kola). Sbíhavost vyvolá na předních kolech malé boční síly, které vrací kola do přímého směru. Díky malé sbíhavosti se také vyrovná boční síla na kole vznikající při propružení. Dnes se nastavuje sbíhavost mezi 0° až $0,5^\circ$, protože při velké sbíhavosti dochází k opotřebení pneumatik.

2.3 - DÍLY ŘÍZENÍ

Řízení se skládá z volantu, sloupku řízení, hřídele řízení, hřebenové tyče, převodky řízení a řídících tyčí. Ke spojení vzájemně se pohybujících členů slouží kulové klouby. Bližší popis členů řídicího mechanismu je uveden níže.

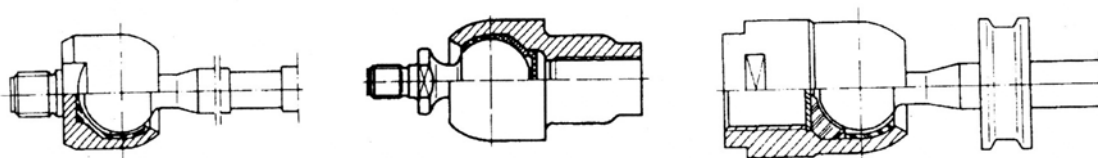
2.3.1 - Kulové klouby

Kulové klouby slouží ke spojení jednotlivých členů řídicího mechanismu. Dnes se používají převážně kulové klouby, které nevyžadují údržbu. Na **obr. 2.9** je vidět kulový kloub, jenž má mezi hlavici kloubu a kulovým čepem dvě ocelové misky. Pevné uložení těsnící manžety na hlavici je zaručeno přídržným kroužkem a distanční vložkou na krčku čepu. Klouby s ocelovými miskami se používají u automobilů, kde je požadována vysoká tuhost a velká izolace hluku (většinou u nákladních automobilů a závodních automobilů).



Obr. 2.9 – Trvale mazaný kulový čep

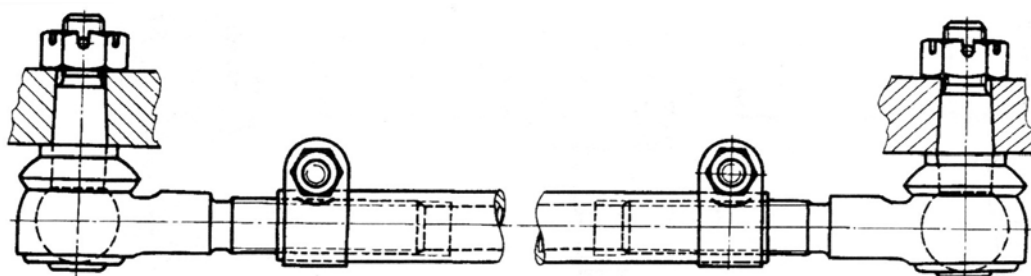
U mechanismů řízení majících hřebenovou převodovku se používají axiální kulové čepy (**obr. 2.10**). Čep je bočně přišroubován k ozubené tyči hřebenové převodovky.



Obr. 2.10 – Různá provedení axiálních kulových kloubů

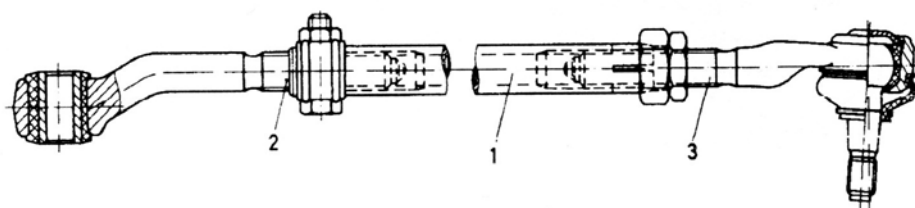
2.3.2 - Řídící tyče

Řídící tyče spojují hlavní a pomocnou páku řízení s řídícími pákami. Pomocí řídící tyče se nastavuje sbíhavost kol. Obvyklé provedení řídící páky je znázorněno na **obr. 2.11**. Tyč má dva klouby, které jsou spojeny trubkou dostatečně tuhou na vzpěr. Trubka má na jedné straně levotočivý a na druhé pravotočivý závit. Toto uspořádání umožňuje plynulé nastavení sbíhavosti.



Obr. 2.11 – Obvyklé provedení řídící tyče umožňující nastavení sbíhavosti

U mechanismů řízení s vysoko uloženou hřebenovou převodovkou je nutno použít dlouhé řídící tyče, které jsou připojeny ke středu ozubené tyče (**obr. 2.12**). Z důvodu úspory se pro toto uspořádání používá kulový čep a závěsné oko. Kulový čep je připojen k řídící páce a závěsné oko je připevněno k ozubené tyči. Závěsné oko je levnější než kulový čep, dobře izoluje hluk a umožňuje velké úhly natočení. Nevýhodou je malý odklon od osy oka, ale jelikož jsou řídící tyče poměrně dlouhé, tak i při plném rejdu vznikají jen minimální úhlové odchylky.



Obr. 2.12 – Řídící tyč pro hřebenové řízení (Audi 80): 1) trubka s levotočivým a pravotočivým závitem, 2) závit na konci závěsného oka, 3) závit na konci kulového čepu

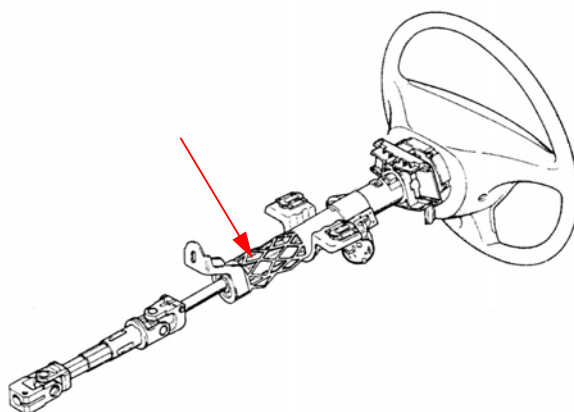
2.3.3 - Sloupky a hřídele řízení

Sloupky řízení jsou tvořeny krycí trubkou volantu, která je spojena s karosérií a hřídelí volantu. Hřídel volantu spojuje volant s převodovkou řízení. Je valivě uložen v krycí trubce sloupku řízení. Hlavní funkcí hřídele řízení je přenášení ovládacího momentu, z toho vyplývá, že musí být tuhý na krut. Pro odstranění neklidu řízení a hluku obsahuje nějaký spojovací prvek, který má malou úhlovou poddajnost. Vedlejší funkcí, ale v dnešní době pasivní bezpečnosti určitě nezanedbatelnou, je zajištění podélné poddajnosti, aby při nehodě nedošlo ke zranění řidiče. Na **obr. 2.13** je vidět „zasunutí“ volantu s novým bezpečnostním sloupkem řízení Ford při crashtestu.

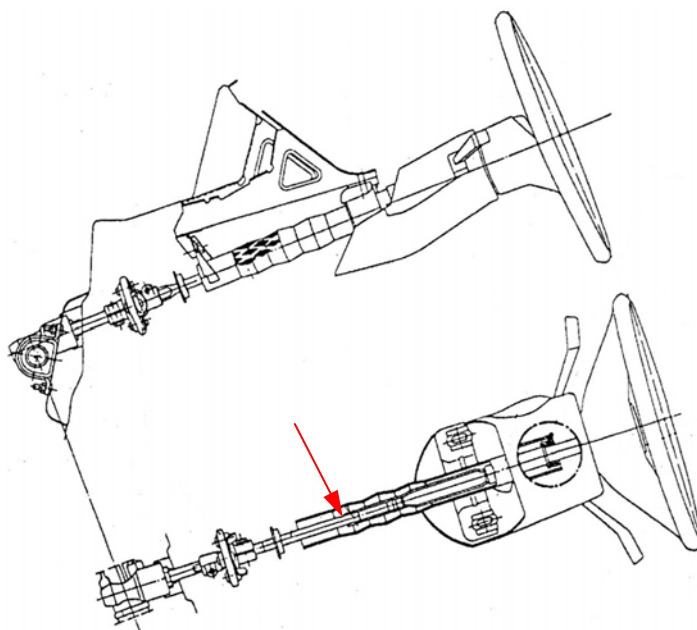


Obr. 2.13 – Crashtest Fordu s novým bezpečnostním sloupkem: Snímek vlevo při 50 ms od nárazu. Snímek vpravo ukazuje maximální možnou deformaci sloupku řízení při 113 ms od nárazu (červeně naznačena původní poloha volantu) .

Konstrukčně je řešena podélná poddajnost dělenými hřídeli volantu, které mají určitou část vyrobenou z děrované trubky (**obr. 2.14**). Díky děrované trubce může dojít při nárazu k vybočení hřídele. Další možností jsou teleskopické bezpečnostní hřídele (**obr. 2.15**). Ty mají horní část tvořenou trubkami, které se do sebe při nárazu zasouvají. Velikost síly potřebné k zasunutí záleží na uložených plastových pouzdrech.



Obr. 2.14 – Bezpečnostní hřídel volantu s vloženou děrovanou trubkou (Opel Tigua)



Obr. 2.15 – Bezpečnostní teleskopický hřídel (Opel Kadett)

2.3.4 - Převodovky řízení

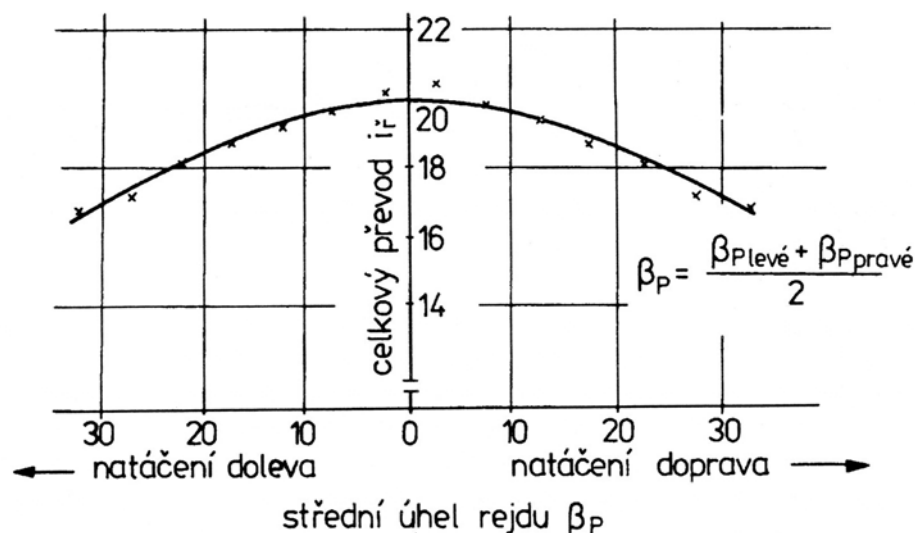
Převodovky řízení slouží ke změně otáčivého pohybu volantu na řídící pohyb předních kol a zároveň zajišťují potřebný převodový poměr. Převodový poměr řízení je z velké míry zajištěn převodovkou řízení (malý převod je ještě dán mechanismem řízení $i \approx 1,2$) a je definován:

$$i_p = \frac{\beta_v}{\beta_p}. \quad (2.4)$$

Celková velikost převodu řízení se z OA pohybuje v rozmezí $i_r = 19$ až 23 . Vztah (2.4) platí pouze pro nezatíženou nápravu (vozidlo na zvedáku). Jelikož není převod v celém rozsahu konstantní (viz **obr. 2.16**), mění se na vztah:

$$i_r = \frac{\partial \beta_v}{\partial \beta_p} \quad (2.5)$$

Tato změna může vzniknout jak v převodovce řízení, tak i při změně geometrie řídicího mechanismu.



Obr. 2.16 – Závislost celkového převodu řízení na úhlu natočení kol

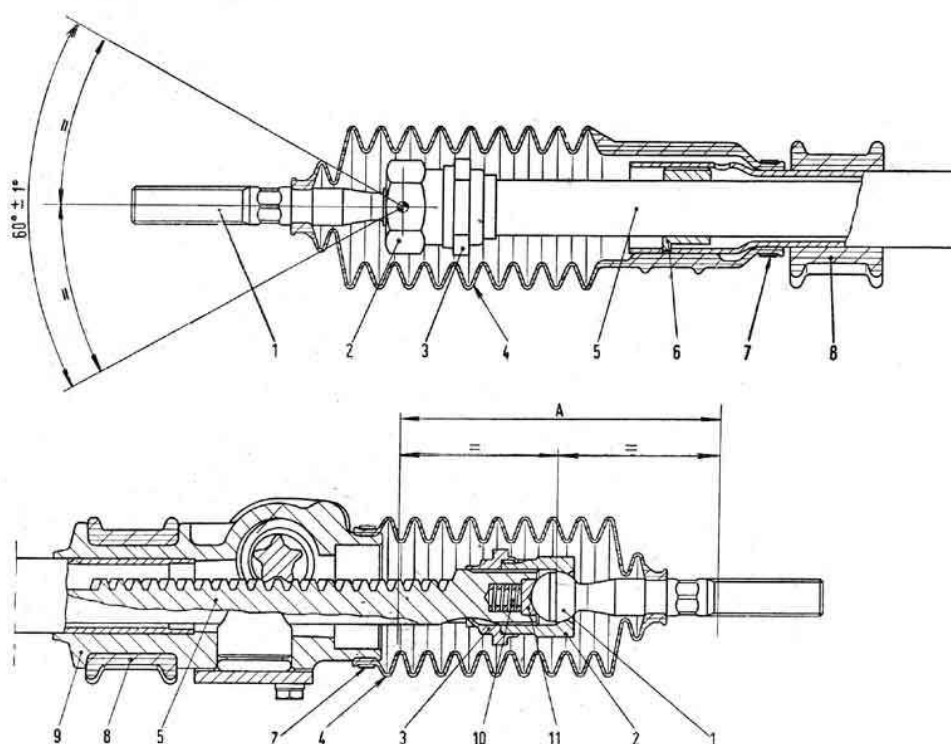
Velikost převodového poměru řízení nejvíce ovlivňuje řídicí sílu a řídicí pohyby. Veliký převodový poměr má tyto výhody:

- malé řídicí síly na volantu,
- náhlé trhnutí volantem má jen malý vliv na řiditelná kola a tudíž na směrovou stabilitu.

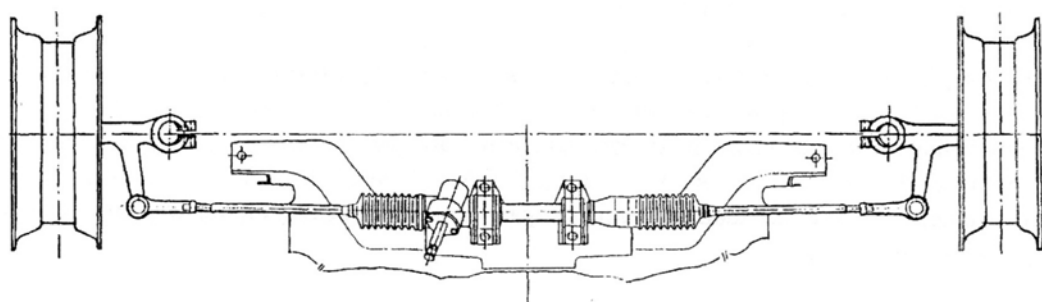
Druhá výhoda se však může stát nevýhodou, protože při velkém převodovém poměru se zmenšuje rychlost odezvy vozidla na řídicí pohyby řidiče.

Převodovky řízení se dělí na převodovky s posuvným pohybem (hřebenové řízení – většina OA) a na převodovky s otočným pohybem (šroub s maticí, šnek s kolíkem). Druhá zmíněná skupina se hodí více pro tuhé nápravy. V porovnání s hřebenovým řízením je dražší (má navíc hlavní páku řízení, pomocnou páku řízení a spojovací tyč). Převodovky řízení s otočným pohybem umožňují přenos větších sil a mají menší citlivost na rázy.

Hřebenové řízení (**obr. 2.17 a 2.18**) je složeno z pastorku a ozubené tyče. Jedná se o jednoduché a prostorově nenáročné provedení převodovky, proto se používá téměř pro všechny OA. Princip hřebenové převodovky je velmi jednoduchý. Pastorek na spodním konci hřídele řízení při otáčení volantu posouvá ozubenou tyč, která přenáší posuv přes řídicí tyče na řídicí páky. Díky kompaktnosti konstrukce, u které nejsou dlouhé tyče namáhané na ohyb, je hřebenové řízení velmi tuhé.



Obr 2.17 – Řez převodovkou řízení Fiat 127: 1) axiální kulový čep, 2) seřizovací hlava kulového čepu, 3) závitový pojistný kroužek kulového čepu, 4) manžeta, 5) hřebenová tyč, 6) vodící pouzdro, 7) spona, 8) pryžová opěrka, 9) těleso převodovky řízení, 10) pružina, 11) příložka



Obr. 2.18 – Řídicí ústrojí Škody Felicia

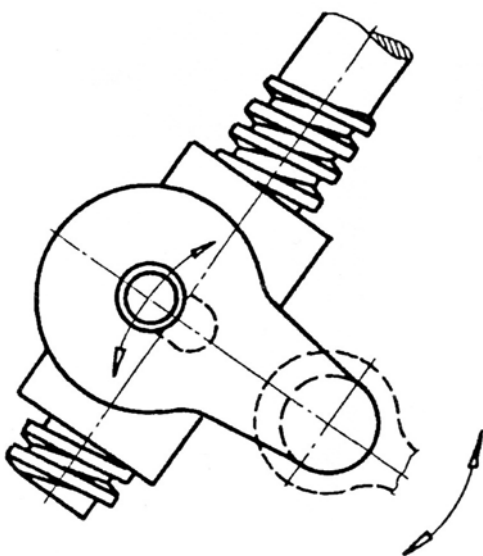
Dalšími převodovkami řízení, u OA se používají méně nebo vůbec, jsou převodovky s otočným pohybem. Mezi tyto převodovky patří:

- převod šroubem a maticí (**obr. 2.19**): spodní konec hřídele volantu má šroubovitý tvar a je na něm matice pojištěná proti otáčení. Ta při otáčení volantu koná posuv a tento pohyb je přenášen na hlavní páku řízení. Jelikož při pohybu matice dochází k velkému tření, používá se dnes jen pro pomalá vozidla.

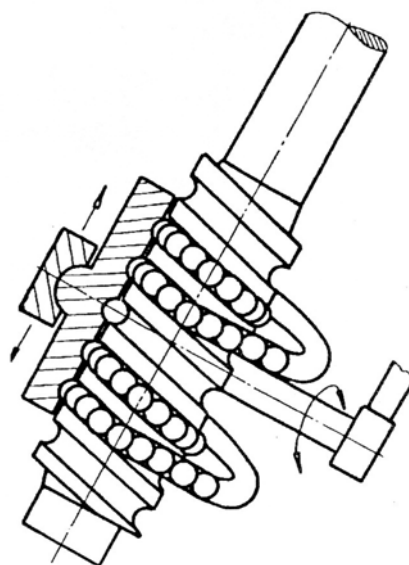
- převod šroubem a maticí s oběžnými kuličkami (**obr. 2.20**): funkčně jde o předchozí převod, jen pro snížení tření jsou mezi šroubem a maticí kuličky. Tato převodovka se používá jak pro OA tak pro lehčí NA bez posilovače řízení.

- šneková převodovka s kolíkem (**obr. 2.21**): na konci hřídele volantu je šnek s velkým stoupáním, ve kterém se pohybuje kolík. Kolík je uložen na jehlách čepu a zároveň je vetknut do ramene hřídele řízení, na jehož druhém konci je hlavní páka řízení.

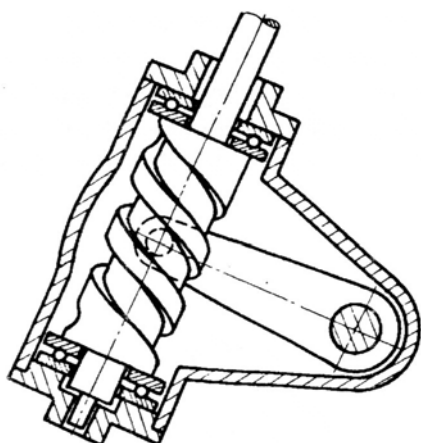
- šneková převodovka s kladkou (**obr. 2.22**): pro snížení tření šnekového převodu se používá kladka. Kladka se při řízení po šneku odvaluje. Kladka je vestavěna ve vidlici, která pohybuje hřídelem řízení a to hlavní pákou řízení.



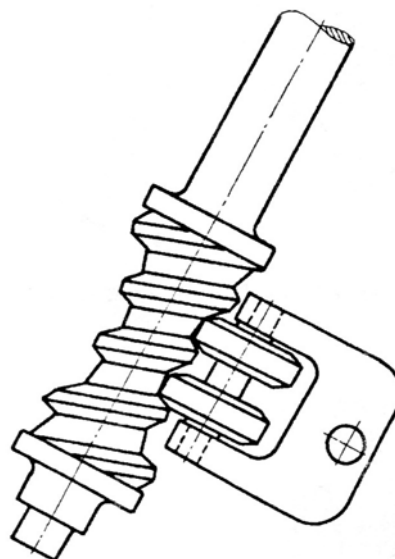
Obr. 2.19 – Převod šroubem a maticí



**Obr. 2.20 – Převod šroubem a maticí
s oběžnými kuličkami**



**Obr. 2.21 – Šneková převodovka
s kolíkem**



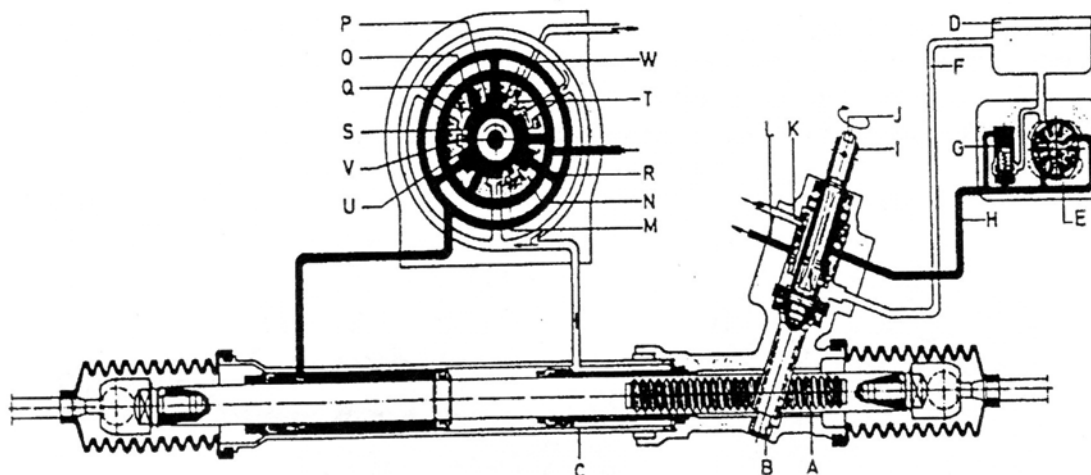
**Obr. 2.22 – Šneková převodovka
s kladkou**

2.3.5 - Posilovače řízení

Posilovač řízení (hydraulické servořízení) snižuje sílu potřebnou k řízení vozidel. Zbavuje řidiče namáhavé fyzické práce a snižuje jeho únavu. Zvyšuje bezpečnost vedení vozidla v případě najetí na překážku či defektu pneumatiky. Tlumí rázy přenášené na volant od řízených kol.

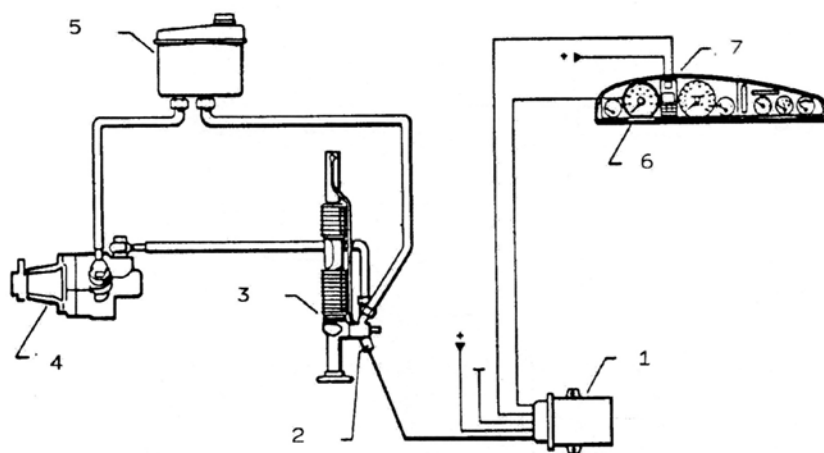
Princip hydraulického posilovače (**obr. 2.23**) u většiny OA je v přepouštění tlakového oleje na levou nebo pravou stranu pístu, který je spojen s ozubenou tyčí řízení. Tlak oleje pomáhá posouvat píst a to silou úměrnou množství oleje, který propustí soustava radiálních a axiálních drážek ovládaných nakroucením torzního členu řízení. Torzní člen zajišťuje progresivní posilovací účinek, tzn. že čím větší je potřebná řídící síla, tím větší je zkroucení torzního členu, a tím větší je i posilovací účinek. Rozdělovač a dávkovač tlakového oleje je umístěn ve skříní řízení v oblasti pastorku. Z rozdělovače je tlakový olej veden vysokotlakým potrubím do pracovního válce vytvořeného v dutině horizontální části řízení. Středem válce prochází pístnice, přecházející na pravé straně v ozubenou tyč řízení. Na pístnici je uprostřed píst, který je dobře utěsněn od funkční plochy pracovního válce. Pístnice je na krajích vedena kluznými ložisky a rovněž je dobře utěsněna. K výše popsané soustavě patří i olejové čerpadlo a vyrovnávací olejová nádržka. Pro posilovače řízení se používají převážně

křídlová čerpadla. Čerpadlo je s řízením spojeno dvěma potrubími, které jsou tvořeny kombinací ocelových trubek a vysokotlakých hadic.



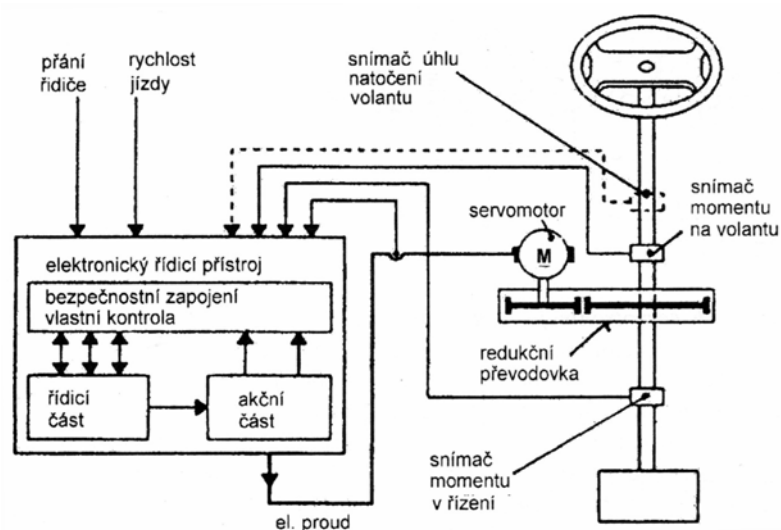
Obr. 2.23 – Hydraulický posilovač pro hřebenové řízení (Škoda Octavia): A) ozubený hřeben, B) pastorek řízení, C) pracovní válec, D) vyrovnávací nádobka oleje, E) křídlové čerpadlo, F) vratné potrubí, G) tlakový ventil, H) tlakové potrubí, I) vnitřní část skříně, J) otočná tyč řízení, K) radiální drážka I, L) radiální drážka II, M) otočná vložka, N) směrovací vložka, O) vstupní drážka, P) vstupní drážka, Q) axiální drážka, R) axiální drážka, S) vratná štěrбина, T) vratná drážka, U) vratná štěrбина, W) řídicí štěrбина

Dalším způsobem k vytvoření progresivního posilovacího účinku je použití systému Servotronic (**obr. 2.24**). U tohoto systému je síla posilovače závislá na rychlosti jízdy. Signál o rychlosti vozidla je zpracováván řídicí jednotkou a veden do elektrohydraulického převodníku. Z převodníku jde signál na otočný posuvný ventil, který ovlivňuje hydraulické spojení mezi proudem čerpadla a prostory pro zpětnou vazbu. Velikost zpětné vazby rozhoduje o velikosti řídicí síly na volantu. Takže při parkování je ventil uzavřen a při vysokých rychlostech otevřen. Posilovací účinek klesá ze stoupající rychlostí, tzn. vzrůstá síla na volantu. Tato závislost umožňuje pohodlné parkování se stejnou fyzickou námahou jako při rychlé jízdě. Zpětná vazba při vysokých rychlostech zvyšuje moment v řízení, a tím se zlepšuje i směrová stabilita vozidla.



Obr. 2.24 – Blokové schéma systému Servotronic: 1) řídicí jednotka, 2) elektrohydraulický převodník, 3) servořízení, 4) lopatkové čerpadlo, 5) zásobník oleje, 6) elektronický tachometr, 7) kontrolka

Nyní se do výroby začíná stále více prosazovat elektronické servořízení (**obr. 2.25**). Elektrický posilovač je v podstatě jeden blok zabudovaný do sloupku řízení. Tento blok se skládá z elektromotoru, redukční převodovky, snímačů a elektronické řídicí jednotky. Převodovka, kterou pohání stejnosměrný sériový elektromotor, je dvoustupňová a působí na hřídel volantu. Elektromotor je řízen proudem, který je výstupním signálem z elektronické řídicí jednotky. Přístroj vyhodnocuje úhel natočení volantu, moment na volantu, moment v řízení, a v potaz bere i vlastní výstupní signál. O vyhodnocení se stará mikroprocesor, který je převádí na algoritmy řízení. Software dále zahrnuje diagnostiku a zkoušky bezpečnosti.



Obr. 2.25 – Blokové schéma elektronického servořízení

2.4 - MECHANISMUS ŘÍZENÍ

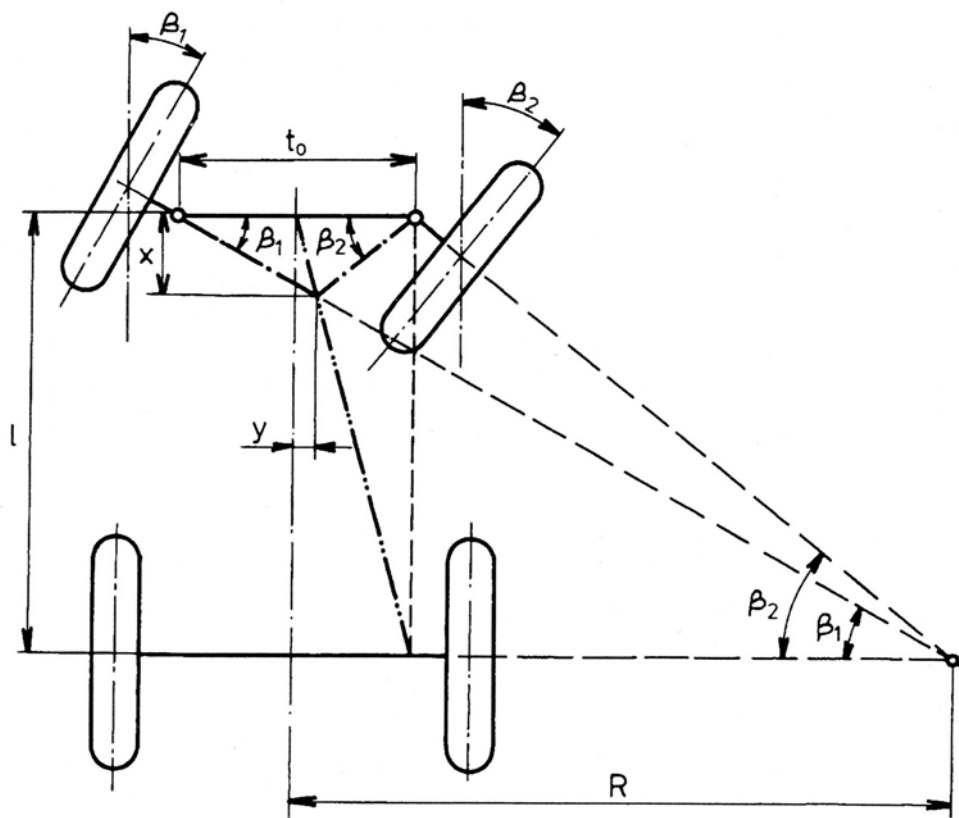
Aby nedocházelo ke smýkání kol při průjezdu zatáčkou, nastavuje každý výrobce určitou geometrii kol (viz **kapitola 2.2**). To však nestačí. Další nezbytností k zajištění co nejideálnějšího průjezdu zatáčkou s co nejmenším opotřebením pneumatik je navrhnutí takového mechanismu řízení, který splňuje tzv. Ackermannovu podmínku.

Teoretická Ackermannova podmínka platí při předpokladu bočně nepoddajných pneumatik. Pak je zřejmé, že střed otáčení musí ležet v ose zadní nápravy (při řízení předními koly). Z **obr. 2.26** vyplývají tyto vztahy:

$$\cot \beta_1 = \frac{R + \frac{t_0}{2}}{l}, \quad \cot \beta_2 = \frac{R - \frac{t_0}{2}}{l}; \quad (2.6), (2.7)$$

po úpravě nám vyjde Ackermannova podmínka:

$$\cot \beta_1 - \cot \beta_2 = \frac{t_0}{l}. \quad (2.8)$$

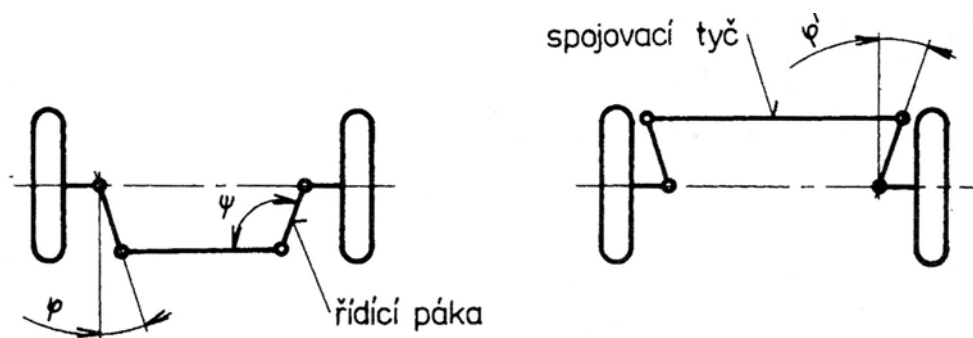


Obr. 2.26 – Ackermannova geometrie řízení

Vzhledem ke složitosti řízené nápravy a řídicího mechanismu nelze prakticky dosáhnout Ackermannovy podmínky. Proto se musí při návrhu mechanismu řízení počítat s určitými odchylkami od Ackermannovy podmínky. Aby platila rovnice (2.8), musely by se přímky kreslené ze středů rejdových čepů pod úhly natočení předních kol protínat na přímce vedené ze středu přední nápravy do bodu na ose zadní nápravy ve vzdálenosti $t_0/2$. Toto vyplývá z **obr. 2.26**, při zavedení souřadnic x a y a úpravě dostáváme rovnici přímky ideálního natočení kol:

$$y = \frac{t_0}{2 \cdot l} x. \quad (2.9)$$

Nejrozšířenějším způsobem realizace Ackermannovy podmínky je kloubový lichoběžník řízení zobrazen na **obr. 2.27** (U hřebenových převodovek řízení se používá z kinematického hlediska spíše řídicí trojúhelník). Úhel φ (resp. φ') se určuje většinou odhadem (dříve se používala Causantova grafická metoda). Omezujícím faktorem je úhel ψ , který při maximálním natočení kola nesmí přesáhnout 160° . Při překročení této hodnoty se mohou páky vzpříčit a kola se nemůžou natočit zpět.



Obr. 2.27 – Lichoběžník řízení pro tuhé nápravy

Ackermannova podmínka platí pouze pro pomalou jízdu a tuhé pneumatiky. Ve skutečnosti vznikají při zatáčení, díky pružnosti pneumatik, úhlové odchylky na všech kolech a skutečný střed otáčení leží většinou před teoretickým středem otáčení vozidla.

Skutečná geometrie řízení může být provedena podle některé z následujících možností [4]:

- a) stejné úhly směrových úchylek na vnitřním a vnějším kole (toto provedení zmenšuje opotřebení pneumatik);
- b) rovnoběžník místo lichoběžníku, tzn. úhly rejdu vnitřního a vnějšího kola jsou stejné (zvýšené opotřebení pneumatik);

c) součin boční síly a boční rychlosti (výkon boční síly) je stejný pro vnitřní a vnější kola (minimální opotřebení pneumatik);

d) stejný poměr boční síly a svislého zatížení (stejná boční využívaná přilnavost) pro vnitřní a vnější kolo (nezmenšuje opotřebení pneumatik);

e) vnější kolo je natočeno více než vnitřní – tím při rychlém zatáčení vznikne na vnějším kole větší úhel směrové úchylnosti než na vnitřním. Na vnějším kole působí větší boční vodící síla, což výrazně zvyšuje směrovou stabilitu (lichoběžník Porsche).

Mechanismus řízení má tyto úlohy:

- přenos řídicího pohybu z převodovky řízení na řízená kola;
- zajišťuje rozdílné natočení vnitřního a vnějšího kola při zatáčení;
- udržovat přední kola ve vzájemně nastavené poloze.

2.5 - ŘÍZENÍ VŠEMI KOLY

Řízení všemi koly (4WS) se dříve používalo převážně u NA, stavebních strojů a vícenápravových terénních automobilů. Na začátku 90. let minulého století se o zavedení 4WS do OA začaly pokoušet i některé automobilky. Hlavním důvodem je zjednodušit parkování při malých rychlostech. Při velkých rychlostech jde převážně o zlepšení jízdní stability při předjíždění, zmenšení kmitání vozidla kolem svislé osy, zmenšení citlivosti na boční vítr, tedy zvýšení aktivní bezpečnosti.

Podle natočení kol dělíme 4WS na (viz **obr. 2.28** nebo **obr. 2.34**):

- nesouhlasné: zadní kola se natácejí na opačnou stranu než kola přední. To nám umožňuje díky menšímu poloměru zatáčení snadnější parkování.

- souhlasné: zadní kola se natácejí ve stejném smyslu jako přední. Toto natočení nám zlepšuje dynamickou říditelnost automobilu. Jedná se hlavně o zlepšení jízdní stability ve větších rychlostech při předjíždění, změně jízdního pruhu. Cílem souhlasného řízení je, aby se vozidlo při zatáčení chovalo jako neutrálním.

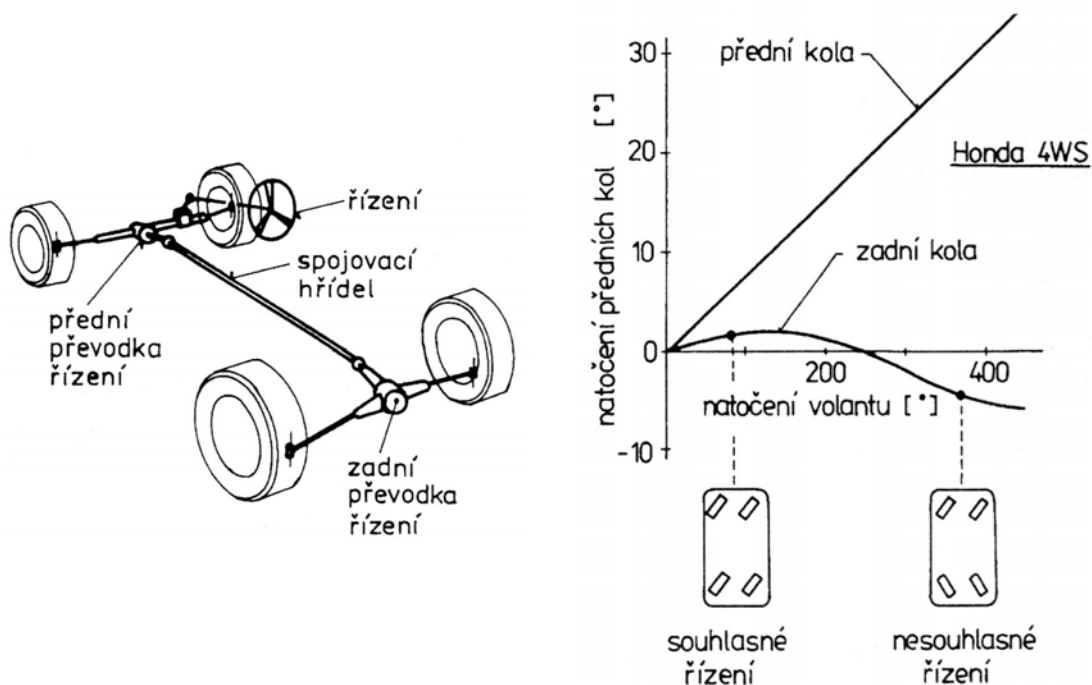
Řízení 4WS se dá dělit dle dvou hledisek:

- pasivní: k tomuto řízení dochází u nových elastokinematických zadních náprav. Kola se natácejí souhlasně s předními vlivem změny zatížení ve svislém směru (při klopení). Natočení kol je však velmi malé a nezávislé na vůli řidiče. Nevýhodou pasivního řídicího systému je, že k natočení dochází i při přímé jízdě (např. při vjetí do díry) a tudíž dochází ke zhoršení jízdní stability.

- aktivní: při tomto způsobu se o natáčení zadních kol stará speciální mechanismus, který nám dovoluje natáčet kola jak souhlasně tak i nesouhlasně. Změna mezi nesouhlasným a souhlasným natočením nastává dle použitého systému většinou okolo 35 km/hod nebo dle úhlu natočení volantu. Aktivní systémy jsou technicky náročné a velmi nákladné. Kola zadní nápravy musí být uložena otočně a o jejich natočení se musí postarat mechanismus, který vyvolá potřebnou sílu k natočení kol.

2.5.1 - Mechanické natáčení zadních kol

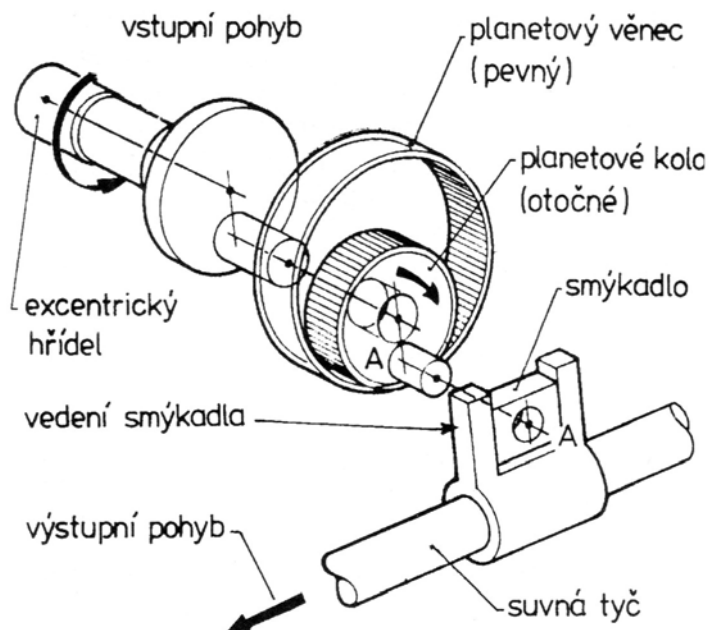
Tento systém používala Honda pod názvem Honda 4WS (*obr. 2.28*). Systém má propojeny převodovky řízení přední a zadní nápravy kloubovým hřídelem.



Obr. 2.28 – Schéma řízení Honda 4WS

Obr. 2.30 – Závislost natočení zadních kol na předních u Hondy 4WS

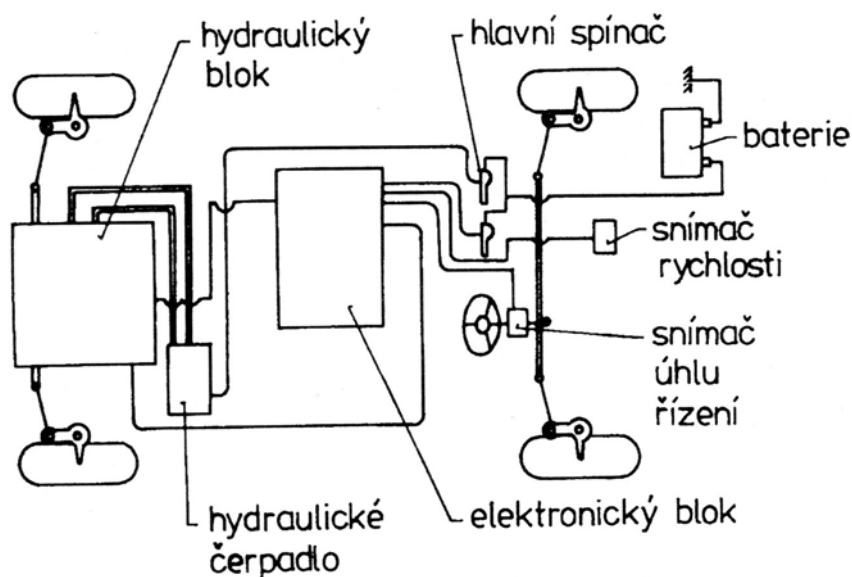
Zadní převodovka (*obr. 2.29*) není moc složitá a to i přesto, že plní více úkolů. Musí určit jak hodně, kdy a jakým směrem se mají zadní kola natočit. Jedná se o dva excentry, planetový věnec s planetovým kolem a smýkadlo, které přenáší posuvný pohyb přes řídicí tyče na zadní kola. Závislost natočení předních a zadních kol je vidět na *obr. 2.30*.



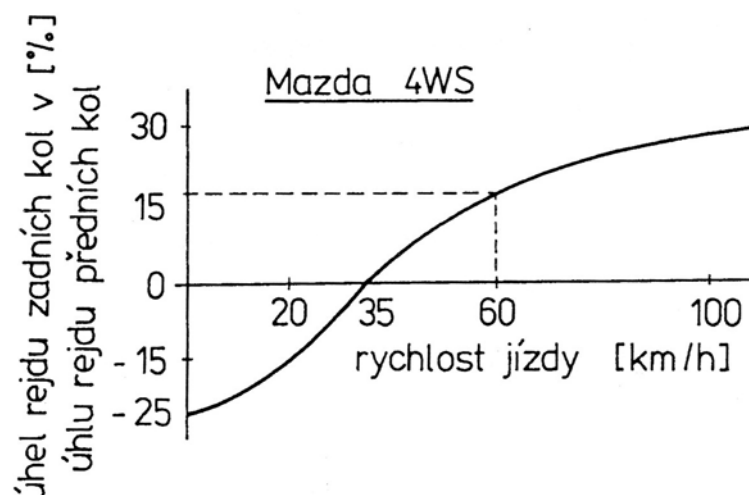
Obr. 2.29 – Zadní převodovka řízení Hondy 4WS

2.5.2 - Elektrohydraulické řízení zadních kol

Tento systém používá Mazda 626 (**obr. 2.31**), Nissan či Mitsubishi. Řízení smyslu natočení zadních kol se provádí podle rychlosti jízdy automobilu. Rychlost je snímána senzorem a vyhodnocena elektronikou. Nesouhlasně jsou kola natočena do 35 km/hod, pak se kola začínají natáčet souhlasně. V diagramu na **obr. 2.32** je vidět závislost natočení zadních kol na rychlosti a úhlu natočení předních kol.



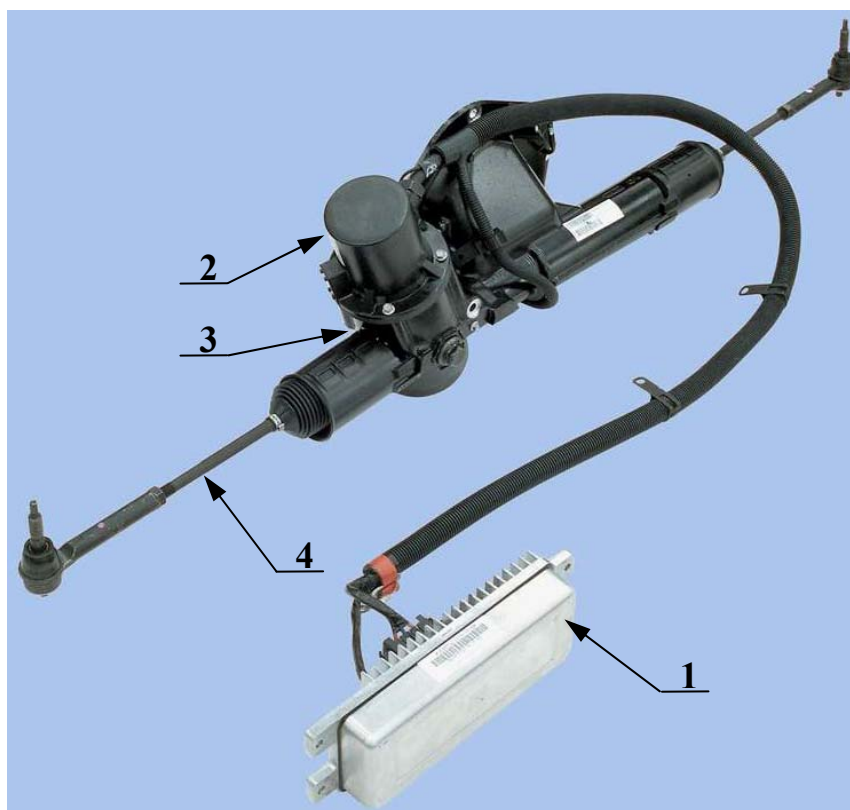
Obr. 2.31 – Schéma elektrohydraulického řízení Mazda



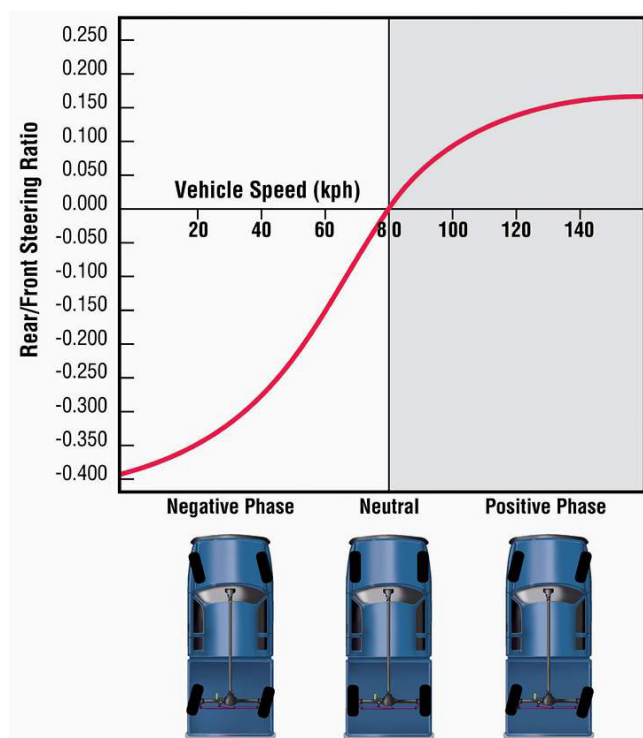
Obr. 2.32 – Závislost natočení zadních kol na natočení předních kol a rychlosti jízdy u Mazdy 4WS

2.5.3 - Elektromechanické řízení zadních kol

Tento systém byl dříve používán ve vozech Honda E-4WS. Přibližně před třemi roky se na americkém trhu objevila firma Delphi, která tento systém začala dodávat výrobcům velkých pick-upů a SUV pod názvem Quadrasteer (**obr. 2.33**). Elektromechanické řízení se jeví jako nový nástupce řízení 4WS, který má největší šanci se uplatnit u OA. Přispívá k tomu současné široké použití elektronických systémů v osobních automobilech. Jednotlivé systémy jsou navíc úzce propojeny, takže informace ze snímačů jsou využívány několika samostatnými zařízeními. Zadní kola natáčí elektromotor podle pokynů z řídicí jednotky (**obr. 2.34**), ta zpracovává údaje z jednotlivých snímačů. Počátek přetáčivosti/nedotáčivosti je nejdříve korigován změnou úhlu natočení zadních kol a teprve jako poslední záchrana před nestabilitou v zatáčce nebo při vyhýbacím manévru je v záloze ESP. Systém Quadrasteer umožňuje podle americké firmy Delphi naladit stáčivou rychlost i průběh bočního zrychlení automobilu v zatáčce vhodně podle charakteru automobilu a požadavků výrobce.



Obr. 2.33 – Systém Quadrasteer: 1) řídicí jednotka, 2) elektromotor, 3) převodovka řízení, 4) řídicí tyč



Obr. 2.34 – Závislost natočení zadních kol na rychlosti jízdy u systému Quadrasteer

3 - KONSTRUKČNÍ ČÁST

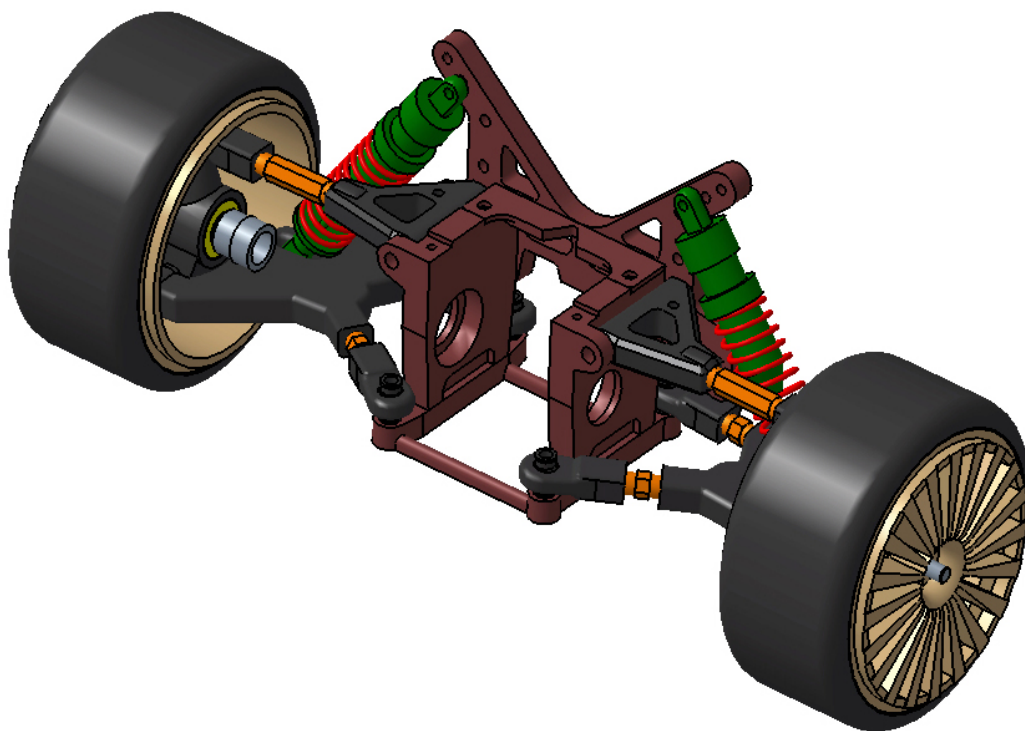
Tato část DP se zabývá návrhem a konstrukčním provedením zadní řiditelné nápravy u RC modelu. Dále je zde proveden návrh zástavby počítače do RC modelu.

3.1 - ZADNÍ ŘIDITELNÁ NÁPRAVA

3.1.1 - Současný stav

Model, na kterém se bude zkoušet vliv zadní řiditelné nápravy, vyrábí firma FG Modellsport a jedná se v podstatě o model vhodný ke sportovnímu vyžití. Tomu také odpovídá konstrukce. Model má hnanou zadní nápravu. Řízení předních kol i ovládání plynu a brzdy je provedeno pomocí dvou servomechanismů. Jako pohonná jednotka je použit dvoutaktní motor o objemu 23ccm o výkonu 3,6 HP. Výkon je přenášén na zadní kola pomocí dvou ozubených soukolí a diferenciálu, který je uložen ve středu zadní nápravy.

Uložení zadních kol je provedeno pomocí dvou ramen, která jsou přichycena ke konstrukci, v níž je uložen diferenciál. Horní rameno je k náboji přichyceno pomocí kulového čepu. Dolní rameno je k náboji kola připevněno pomocí čepu (viz *obr. 3.1*). Z tohoto uchycení vyplývá, že je zadní náprava neřiditelná.



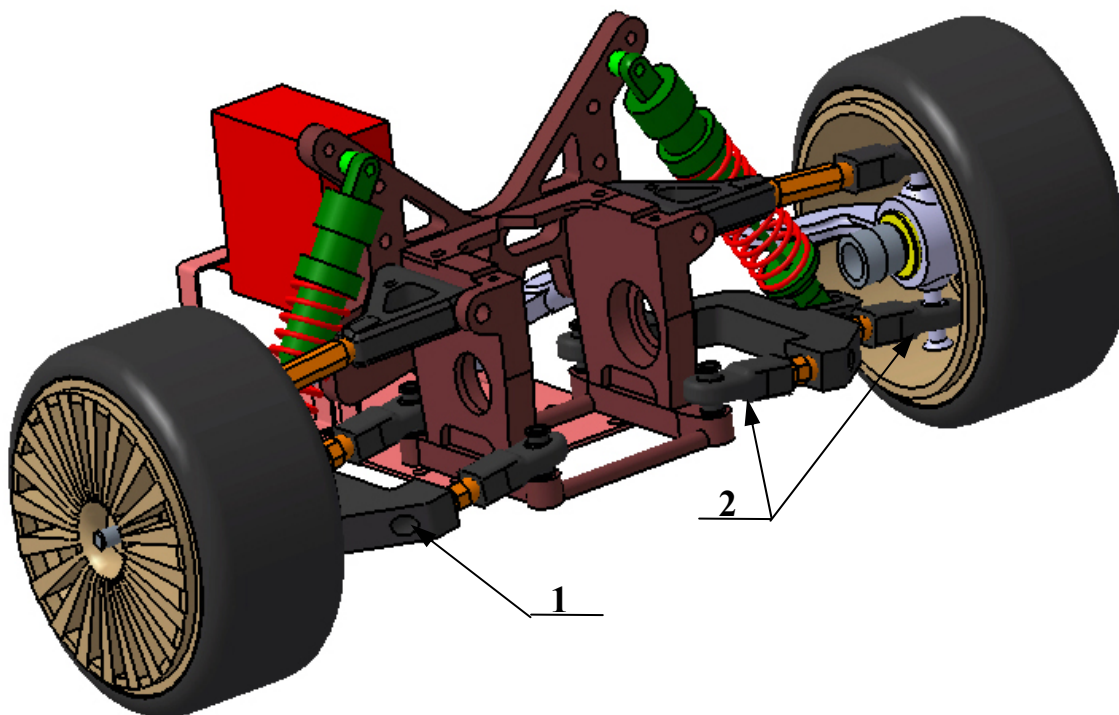
Obr. 3.1 – Zadní neřiditelná náprava

3.1.2 - Návrh zadní řiditelné nápravy

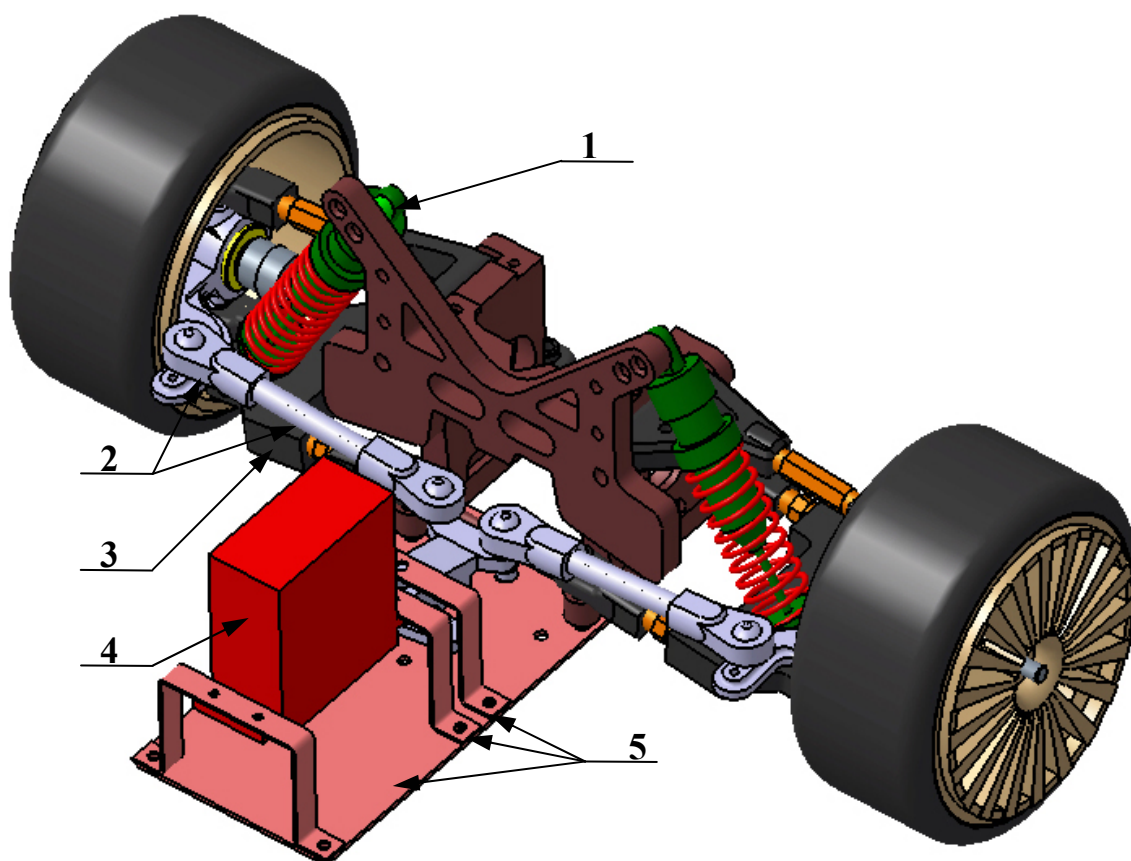
Dá se říci, že celý model je řešen jako velmi flexibilní „skládačka“. Z tohoto také vycházel můj návrh, který se snažil zachovat co možná nejvíce stávajících nebo dílů, jenž se mohou objednat z firmy Modellsport. Dále jsem ověřil splnění Ackermannovy podmínky (viz **kapitola 3.1.3**).

Náboj kola s pákou řízení se dá použít z přední nápravy. Horní rameno zůstává stejné jako u neřiditelné nápravy. Dolní rameno je ke středové konstrukci i k náboji kola přichyceno pomocí tří kulových čepů. Středový díl dolního ramene je nový (viz výkres **KVM-DP-531-P01**). Dalším novým dílem je distanční kroužek (viz výkres **KVM-DP-531-P05**) u horního úchyty odpružení, které se musí posunout více ke středu kola kvůli řídicí páce.

Servomechanismus i se všemi táhly a klouby se dá kompletně použít z přední nápravy. Mechanismus je uchycen pomocí tří dílů (viz výkresy **KVM-DP-531-P03**, **KVM-DP-531-P04**) tvarovaných do tvaru U, které jsou přišroubované k nosnému dílu (viz výkres **KVM-DP-531-P02**). Nosný díl je přišroubován k podlaze modelu.



Obr. 3.2 – Zadní řiditelná náprava (pohled ze předu): 1-střední díl dolního ramene,
2-kulové klouby



Obr. 3.3 – Zadní náprava řiditelná (pohled ze zadu): 1-distanční kroužek, 2-páka a tyč řízení, 3-střed dolního ramene, 4-servomechanismus, 5-uchycení servomechanismu

3.1.3 - Ověření Ackermannovy podmínky řízení

Při ověření jsem Ackermannovy podmínky jsem vycházel z předpokladu, že se kola zadní nápravy natočejí souhlasně s předními a to v závislosti na konstantně K (viz kapitola 4.2) tedy $\beta_z = K \cdot \beta_p = 0,066 \cdot \beta_p$, rozvor $L=0,535\text{m}$ a rozchod $t=0,320\text{m}$.

Jako známé jsem si zvolil natočení vnitřních kol: $\beta_4 = K \cdot \beta_2$.

Dle **obr. 3.4** lze napsat tyto rovnice:

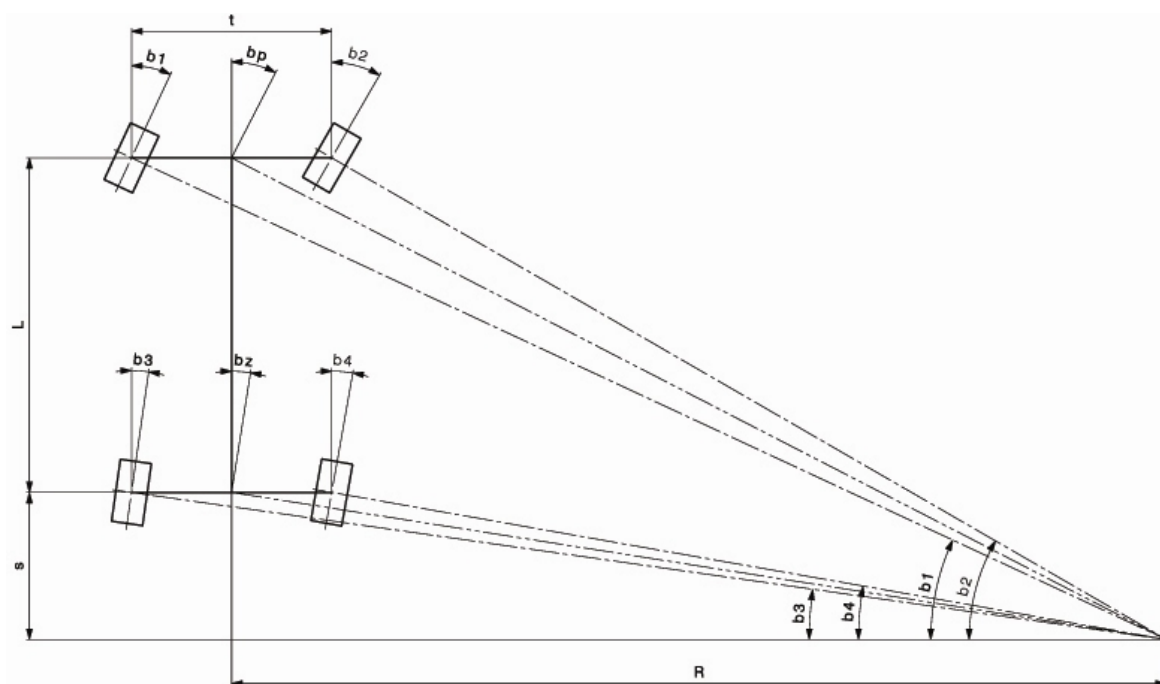
$$\tan \beta_1 = \left(\frac{t}{L+s} + \frac{1}{\tan \beta_2} \right)^{-1} \quad (3.1)$$

$$\tan \beta_3 = \left(\frac{t}{s} + \frac{1}{\tan \beta_4} \right)^{-1} \quad (3.2)$$

$$s = \tan \beta_4 \cdot \left(R - \frac{t}{2} \right) \quad (3.3)$$

$$R = \frac{L}{\tan \beta_2 - \tan \beta_4} + \frac{t}{2} \quad (3.4)$$

Rovnice (3.1), (3.2), (3.3) a (3.4) jsem řešil pomocí Matlab Simulinku (simulační schéma viz **příloha 1**). Pro stejné natočení jako bude v simulaci jízdy (β_p do 5° , β_z do $0,33^\circ$) jsou výsledky vidět na **obr. 3.5**.

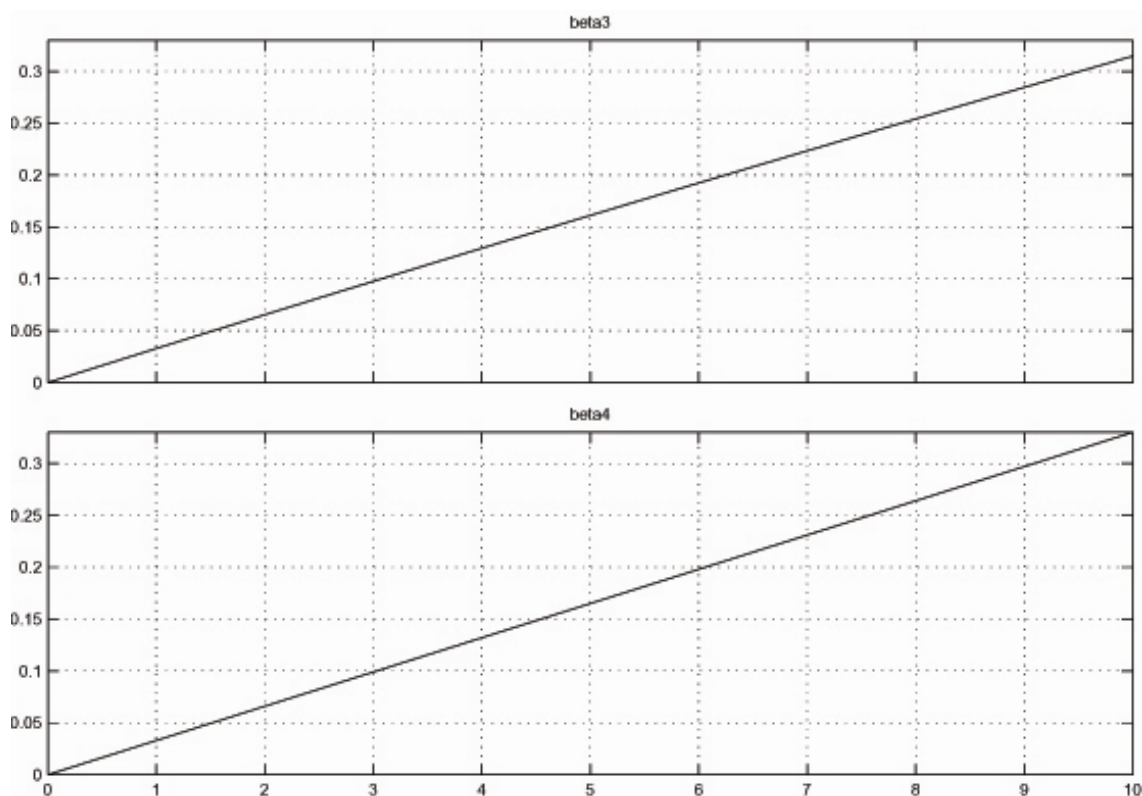


Obr. 3.4 – Ackermannova geometrie řízení

Z výsledků vyplývá, že pro natočení zadních kol pro naše podmínky zkoušení (natočení β_z do $0,5^\circ$) postačuje ponechat stejný řídicí mechanismus, který řídí přední nápravu. Výsledky natočení reálného řídicího mechanismu jsou uvedeny v **tab. 3.1**.

β_3	0	0,1	0,199	0,298	0,397	0,495	0,593	0,69	0,787	0,884	0,98
β_4	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1
β_3	1,076	1,171	1,266	1,361	1,455	1,549	1,643	1,736	1,829	1,921	2,014
β_4	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2	2,1

Tab. 3.1 – Reálné natočení zadní nápravy

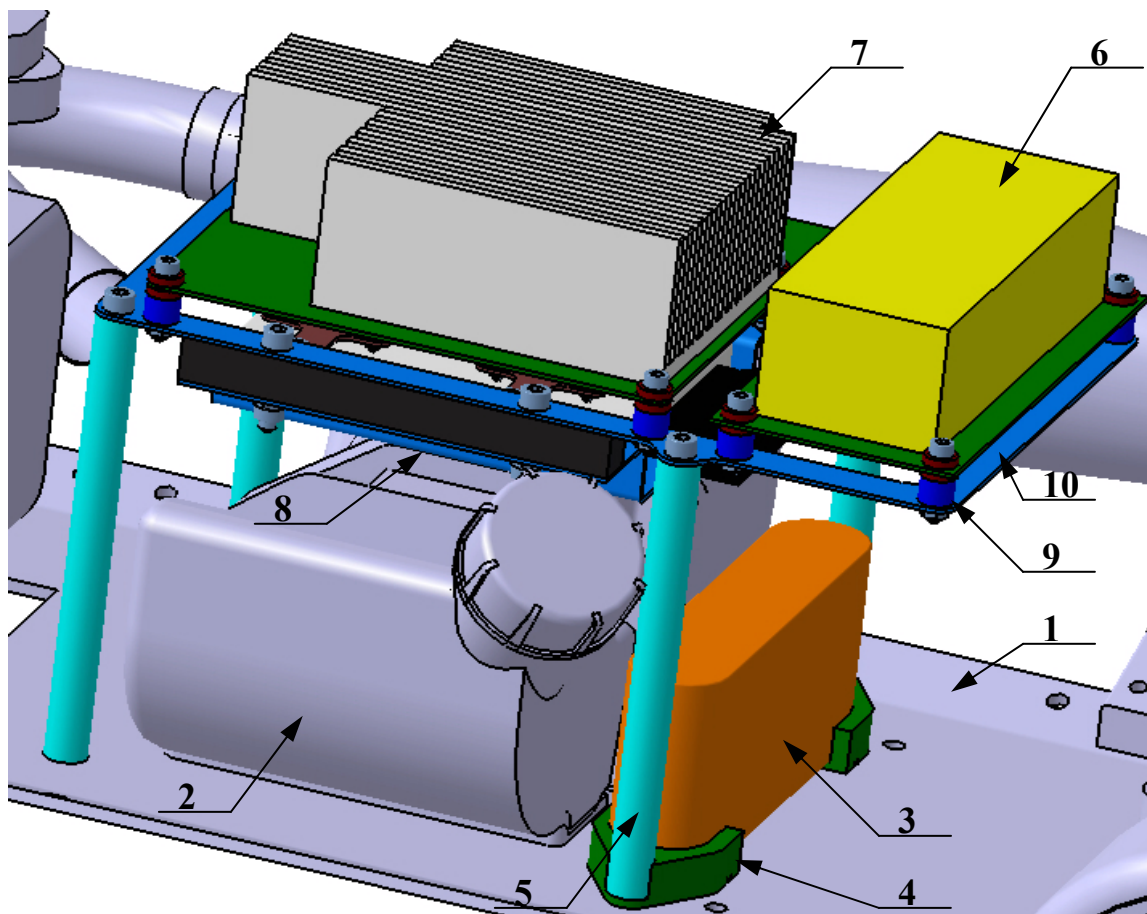


Obr. 3.5 – Úhly natočení zadních kol při splnění Ackermannovy podmínky: β_3 - úhel natočení vnějšího zadního kola, β_4 - úhel natočení vnitřního zadního kola

3.2 - ZÁSTAVBA POČÍTAČE

Při návrhu uchycení dílů počítače jsem se snažil, aby byly tyto díly jednoduše výrobitelné. Dále jsem usiloval o to, aby těžiště zůstalo co nejnižší. Nejtěžším dílem jsou baterie, které jsou umístěny v držáku (viz výkres **KVM-DP-531-P06**) na podlaze modelu. Aby se baterie nepohybovaly ve svislém směru, budou přichyceny k držáku pomocí dvou gumiček. Jejich pohybu v podélném směru zabraňuje nádrž a konstrukce uchycení servomechanismů. Základová deska a počítačový zdroj jsou přichyceny přes gumové podložky (zmírnění vibrací) a distanční kroužky (viz výkres **KVM-DP-531-P11**) (mezera pro hlavy šroubů) k výpalku (viz výkres **KVM-DP-531-P07**), který je umístěn na čtyřech podpěrách nad nádrží (viz výkres **KVM-DP-531-P08**). Podpěry jsou přišroubované k podlaze, do níž je potřeba vyvrtat čtyři díry (poloha děr viz výkres **KVM-DP-531-P09**). Harddisk je uložen v dílu tvaru U (viz výkres **KVM-DP-531-P10**), který ho má chránit proti nečistotám a zároveň mu

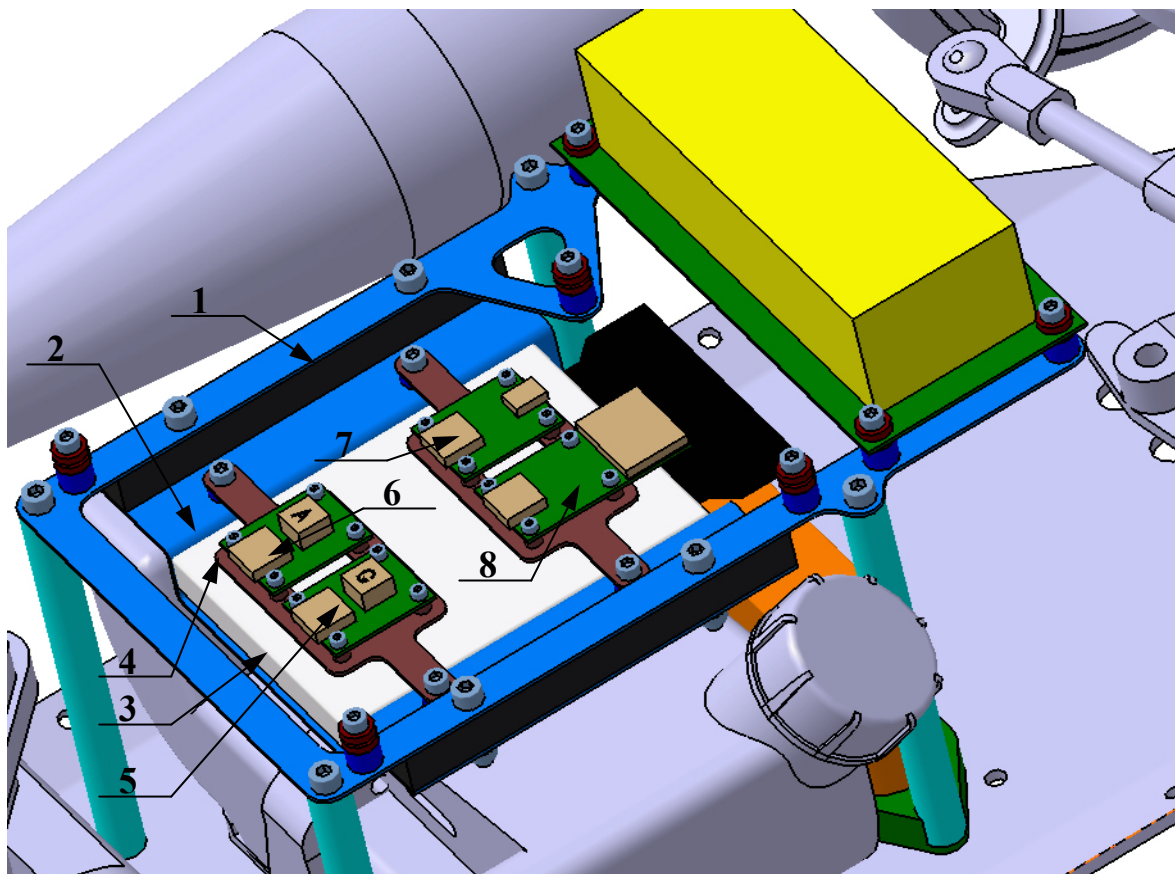
umožňuje snadné chlazení. Aby se zabránilo přenosu vibrací na pevný disk, je mezi plechovým výpalkem a úchytem disku pěnová guma.



Obr. 3.6 – Znáznornění zastavení počítače do PC modelu: 1-podlaha RC modelu, 2-nádrž, 3-baterie, 4-uchycení baterie, 5-podpěry, 6-počítačový zdroj, 7-základová deska, 8-úchyt harddisku, 9-distanční kroužek + gumové podložky, 10-nosný plech počítače

Posledními díly, které jsem zakomponoval do RC modelu, jsou snímače (viz **kapitola 4.5**) a jejich příslušenství. Jedná se o snímač zrychlení, gyroskop, sběrnici otáček a USB konektor sloužící k přenosu dat do PC. Tyto elektronické součástky jsem umístil mezi harddisk a základovou desku, poněvadž by zde měly být nejlépe chráněny proti nečistotám. Gyroskop jsem umístil co nejbližší k těžišti (svislé osy rotace). Vycházel jsem z předpokladu, že uhlová rychlost kolem svislé osy gyroskopu je rovna stáčivé rychlosti vozidla. Dalším důvodem pro polohu gyroskopu je fakt, že měříme veličiny stahující se k těžišti vozidla. Z toho důvodu jsem také snímač zrychlení umístil poblíž těžiště.

Gyroskop a snímač zrychlení jsou přišroubované na hliníkovou desku (viz výkres **KVM-DP-531-P12**). Tato deska je přišroubovaná k dílu, v němž je uchycen harddisk. K vymezení místa mezi pevným diskem a uchycením snímačů slouží distanční kroužek (viz výkres **KVM-DP-531-P13**). Sběrnice snímačů otáček a USB konektor jsou přichyceny stejně jako gyroskop a snímač zrychlení.



Obr. 3.7 – Znázornění snímačů: 1-pěnová guma, 2-uchycení harddisku, 3-harddisk, 4-úchyt snímačů, 5-gyroskop, 6-snímač zrychlení, 7-USB konektor, 8-sběrnice otáček

3.3 - POUŽITÉ MATERIÁLY

Při výběru materiálu jsem bral ohled na odolnost proti korozi, snadnou obrobitelnost a tvárnost. Pevnost materiálu v řešeném problému není podstatná, protože všechny díly spojují nebo drží součásti o zanedbatelné hmotnosti. Pro nově vyráběný díly jsem zvolil materiály uvedené na výrobních výkresech, ale lze použít i jim odpovídající materiály dostupné ve školní dílně.

4 - EXPERIMENTÁLNÍ ČÁST

Jedním z cílů tohoto výzkumného záměru je pomocí RC modelu zjistit vliv zadní řiditelné nápravy na trajektorii jízdy. K tomu bude sloužit počítač, který bude shromažďovat data ze snímačů rychlosti, zrychlení a také z gyroskopu při jízdě po předem naprogramované dráze. Z těchto údajů se bude moci vyhodnotit přínos systému 4WS. Také se bude moci ověřit mnou navržený matematický model a jeho odchylky od reálného systému.

4.1 - MATEMATICKÝ MODEL

Pro simulaci jízdy RC modelu jsem se rozhodoval mezi jednostopým a dvoustopým modelem. Rozhodl jsem se pro jednostopý model, protože pro použití dvoustého modelu je zapotřebí dvojnásobná znalost vstupních parametrů, které by se pro RC model daly těžko zjistit. Z publikace [1] je patrné, že výsledné průběhy jsou shodné až na velikost maximálních hodnot. Odchylky maximálních hodnot jsou dané řadou zjednodušení jednostopého modelu. I přesto jsou výsledky získané simulací na jednostopém modelu dobré (liší se cca o 10%) a pro vyšetření trajektorie RC modelu jsou dostačující. Při použití jednostopého modelu zanedbávám:

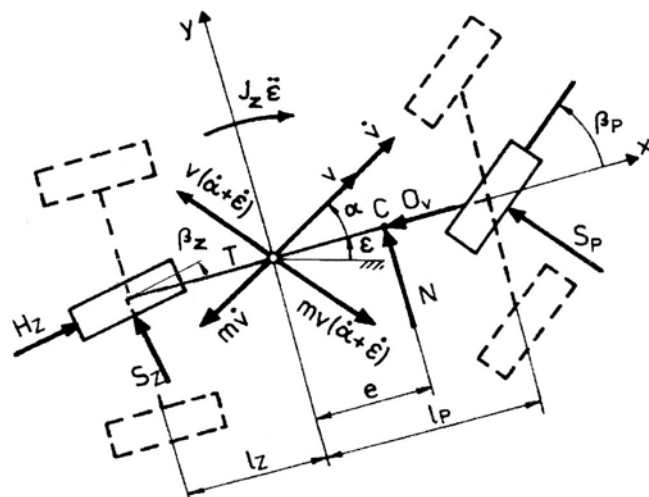
- valivé odpory (pneumatiky modelu mají velkou tuhost vzhledem k hmotnosti => nevzniká zde vratný moment působící proti pohybu kola),
- vratné momenty od bočních sil ($l_p \gg n_s$, $l_z \gg n_s$),
- obvodová síla $H_p=0$ (náhon i brždění je prováděno pomocí zadních kol),
- klopení vozidla,
- klopení kol.

Dále se musí zavést místo reakcí na kolo reakce na nápravu:

$$S_p = S_1 + S_2 \quad (4.1)$$

$$S_z = S_3 + S_4 \quad (4.2)$$

$$H_z = H_3 + H_4 \quad (4.3)$$



Obr. 4.1 – Jednostopý rovinný dynamický model automobilu

Dle **obr. 4.1** lze napsat tři pohybové rovnice [2]:

$$-m \cdot \dot{v} \cdot \cos \alpha + m \cdot v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \sin \alpha - S_p \cdot \sin \beta_p + H_z \cdot \cos \beta_z - O_v - S_z \cdot \sin \beta_z = 0 \quad (4.4)$$

$$-m \cdot \dot{v} \cdot \sin \alpha + m \cdot v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) \cos \alpha + S_p \cdot \cos \beta_p + N + S_z \cdot \cos \beta_z + H_z \cdot \sin \beta_z = 0 \quad (4.5)$$

$$-J_z \cdot \ddot{\epsilon} + S_p \cdot l_p \cdot \cos \alpha + H_z \cdot l_z \cdot \sin \beta_z - S_z \cdot l_z \cdot \cos \beta_z + N \cdot e = 0 \quad (4.6)$$

Tyto rovnice se můžou linearizovat:

$$-m \cdot \dot{v} + H_z - O_v = 0 \quad (4.7)$$

$$m \cdot v \cdot (\dot{\epsilon} + \dot{\alpha}) + S_p + N + S_z = 0 \quad (4.8)$$

$$-J_z \cdot \ddot{\epsilon} + S_p \cdot l_p - S_z \cdot l_z + N \cdot e = 0 \quad (4.9)$$

Boční síly na nápravách se vyjádří:

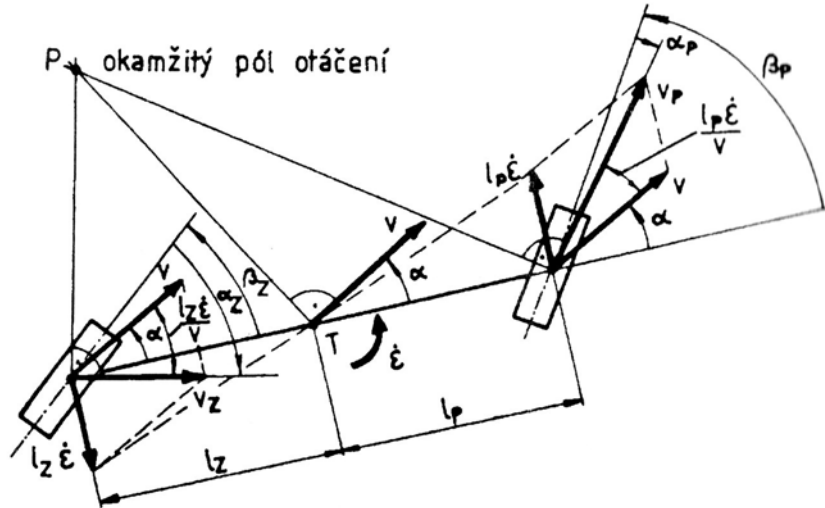
$$S_p = C_{ap} \cdot \alpha_p \quad (4.10)$$

$$S_z = C_{az} \cdot \alpha_z \quad (4.11)$$

Úhly směrových úchylek náprav se určí dle **obr. 4.2**:

$$\alpha_p = -\alpha - \frac{l_p}{v} \dot{\epsilon} + \beta_p \quad (4.12)$$

$$\alpha_z = -\alpha + \frac{l_z}{v} \dot{\epsilon} + \beta_z \quad (4.13)$$



Obr. 4.2 – Určení směrových úchylek náprav

Jelikož jsem vyšetřoval jízdu vozidla stálou rychlostí, stačily mi k popisu pohybu vozidla pouze rovnice (4.8) a (4.9), do kterých jsem dosadil rovnice (4.10), (4.11), (4.12) a (4.13). Pro simulaci jízdy v programu MATLAB Simulink jsem použil rovnice ve tvaru:

$$\dot{\alpha} = \left(-1 + \frac{-C_{ap} \cdot l_p + C_{az} \cdot l_z}{m \cdot v^2} \right) \dot{\varepsilon} + \frac{-C_{ap} - C_{az}}{m \cdot v} \alpha + \frac{C_{ap}}{m \cdot v} \beta_p + \frac{C_{az}}{m \cdot v} \beta_z + \frac{N}{m \cdot v} \quad (4.14)$$

$$\ddot{\varepsilon} = \frac{-C_{ap} \cdot l_p^2 - C_{az} \cdot l_z^2}{J_z \cdot v} \dot{\varepsilon} + \frac{-C_{ap} \cdot l_p + C_{az}}{J_z} \alpha + \frac{C_{ap} \cdot l_p}{J_z} \beta_p + \frac{-C_{az} \cdot l_z}{J_z} \beta_z + \frac{N \cdot e}{J_z} \quad (4.15)$$

Pro zjištění bočního zrychlení jsem použil vztah:

$$\ddot{y} = v \cdot (\dot{\alpha} + \dot{\varepsilon}) \quad (4.16)$$

K vyšetření vlastní trajektorie jsem aplikoval vztahy:

$$x = \int_0^t v \cdot \cos(\alpha + \varepsilon) dt \quad (4.17)$$

$$y = \int_0^t v \cdot \sin(\alpha + \varepsilon) dt \quad (4.18)$$

Simulační schéma pro „losí test“ je znázorněno v **příloze 3**.

4.2 - PARAMETRY RC MODELU

Parametry vozidla jsou zjištěny pomocí programu Catie (m , l_p , l_z , J_z). Směrovou tuhost nápravy (pneumatiky) u RC modelů se mi nepodařilo zjistit, proto jsem tento parametr musel volit. Návrh volby parametru je popsána v kapitole 4.3.1 (v kapitole 4.4 jsem navrhl možnost určení směrové tuhosti při jízdách testech).

Veličina	Velikost	Jednotka
m	10,7	kg
l_p	0,3075	m
l_z	0,2275	m
v	20	km/hod
J_z	0,43	kg·m ²
C_{ap}	2555	N/rad
C_{az}	2555	N/rad

Tab. 4.1 – Parametry simulace matematického modelu

Jako budící funkci řízení pro přední kola jsem použil vztah:

$$y_p = \beta_p \cdot \sin(6 \cdot t) \quad (4.19)$$

a pro zadní kola:

$$y_z = K \cdot y_p \quad (4.20)$$

kde K je konstanta závislosti natočení zadních a předních kol. Jelikož $\beta_{pmax}=30^\circ$ a $\beta_{zmax}=2^\circ$ volím $K = \beta_{zmax} / \beta_{pmax} = 0,066$.

4.3 - VLIVY PARAMETRŮ NA TRAJEKTORII

Při jízdách testech na RC modelu se mění nejvíce dva parametry. Těmito parametry jsou změna hmotnosti (úbytek paliva) a změna rychlosti. Dalším testovaným parametrem je směrová tuhost nápravy.

4.3.1 - Směrová tuhost pneumatiky

Jelikož jsem nenašel žádné podklady pro zvolení nebo porovnání směrové tuhosti nápravy, provedl jsem simulaci při 4 rozdílných směrových tuhostech pro rychlosti 20, 40 a 60 km/hod. Ze simulací vyplynulo, že se stoupající tuhostí nápravy dochází ke snížení bočního zrychlení a výchylky při výhybném manévru (výsledky viz příloha 4). Směrová tuhost nápravy má největší vliv na směrovou úchylku těžiště. Při zvyšující se

tuhosti stoupá i hodnota rychlosti, od které má souhlasné natočení zadní nápravy stabilizující účinky. Tato rychlost se dá vypočítat pro statickou zkoušku řiditelnosti ze vztahu [2]:

$$v = \sqrt{\frac{C_{\alpha z} \cdot l_z \cdot l}{m \cdot l_p}}. \quad (4.21)$$

Tento vztah vyjadřuje rychlost, při které bude směrová úchylka těžiště při jízdě v kruhu rovna nule. Jelikož se u většiny automobilů začínají zadní kola natáčet souhlasně při 35 km/hod, zvolil jsem si tuto rychlost jako výchozí pro zjištění směrové tuhosti nápravy. Směrová tuhost nápravy vychází ze vztahu (4.21) a je rovna:

$$C_{\alpha z} = \frac{v^2 \cdot l_p \cdot m}{l_z \cdot l} = 2555 \text{ N/rad}.$$

4.3.2 - Rychlost vozidla

Rychlost je základním parametrem, jenž ovlivňuje jízdní stabilitu vozidla. Ze simulace vyplývá, že pro rychlosti do 35 km/h je při statické zkoušce hodnota směrové úchylky těžiště kladná a při souhlasném natočení zadních kol se ještě zvyšuje (z rovnice (4.14) vyplývá, že pro $\beta_z > 0$ se zvětší i směrodatná úchylka těžiště). Proto je do této rychlosti lepší použít nesouhlasné natočení kol (a výrobci OA to tak dělají), které směrovou úchylku těžiště zmenšuje a tím zvyšuje i stabilitu vozidla.

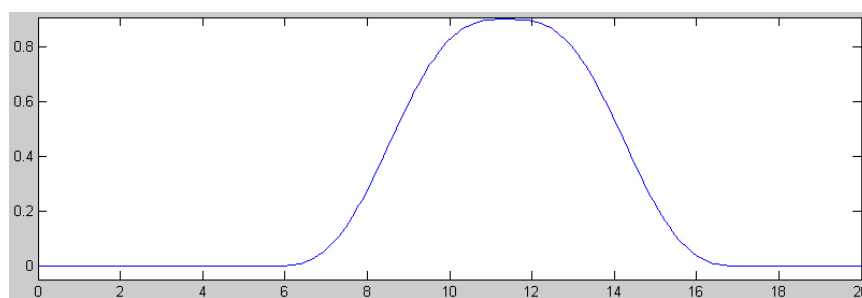
Při dynamickém testu řiditelnosti je hodnota rychlosti, od které se při souhlasném natočení zadních kol vozidlo stabilizuje, vyšší než při statické zkoušce (zhruba při 38 km/hod). To plyne z rychlosti změny natočení kol (při dynamickém testu se kola natácejí plynule).

Stáčivá rychlost i boční zrychlení se při souhlasném natočení kol snižuje. Snížení těchto veličin plyne ze zmenšení stáčivého momentu vozidla při souhlasném natočení kol. Výsledky pro rychlost 20 a 40 km/hod jsou znázorněny na **obr. 4.7** a **4.8**.

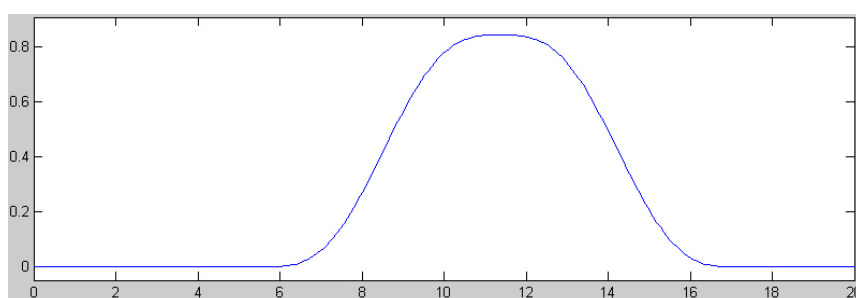
4.3.3 - Hmotnost vozidla

Při posuzování vlivu hmotnosti na chování modelu jsem vycházel z toho, že má RC model přibližně litrovou nádrž. Proto jsem simuloval chování modelu pro 9,7 kg a 10,7 kg. Při změně hmotnosti se průběhy sledovaných veličin nemění, ale mění se jejich maximální hodnoty. Pro nižší hmotnost jsou i maximální hodnoty sledovaných veličin menší. Průběhy a maximální hodnoty jsou uvedeny v **příloze 5**.

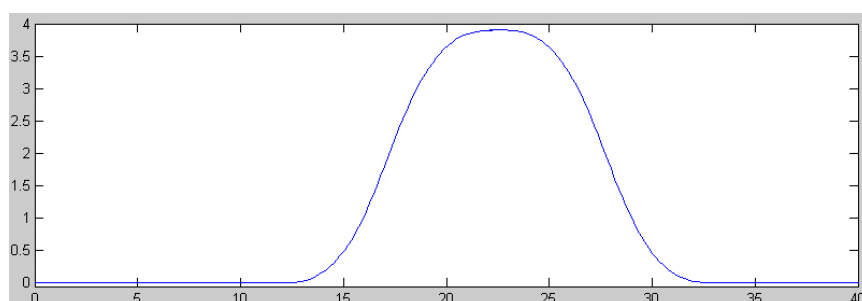
Průběh trajektorie, směrové úchylky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti pro základní parametry jsou vidět *obr. 4.3, 4.4, 4.5, 4.6, 4.7 a 4.8*.



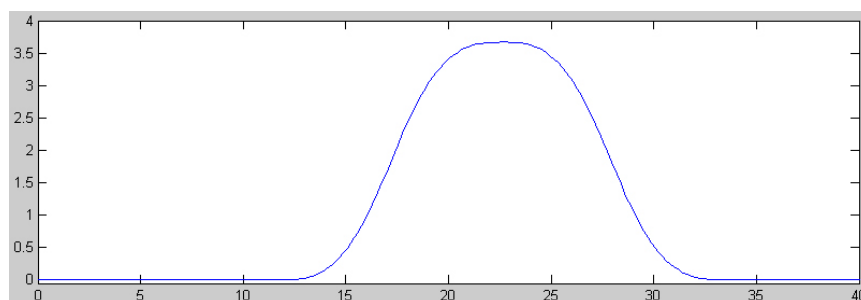
Obr. 4.3 – Trajektorie při nulovém natočení zadních kol $v=20\text{km/hod}$



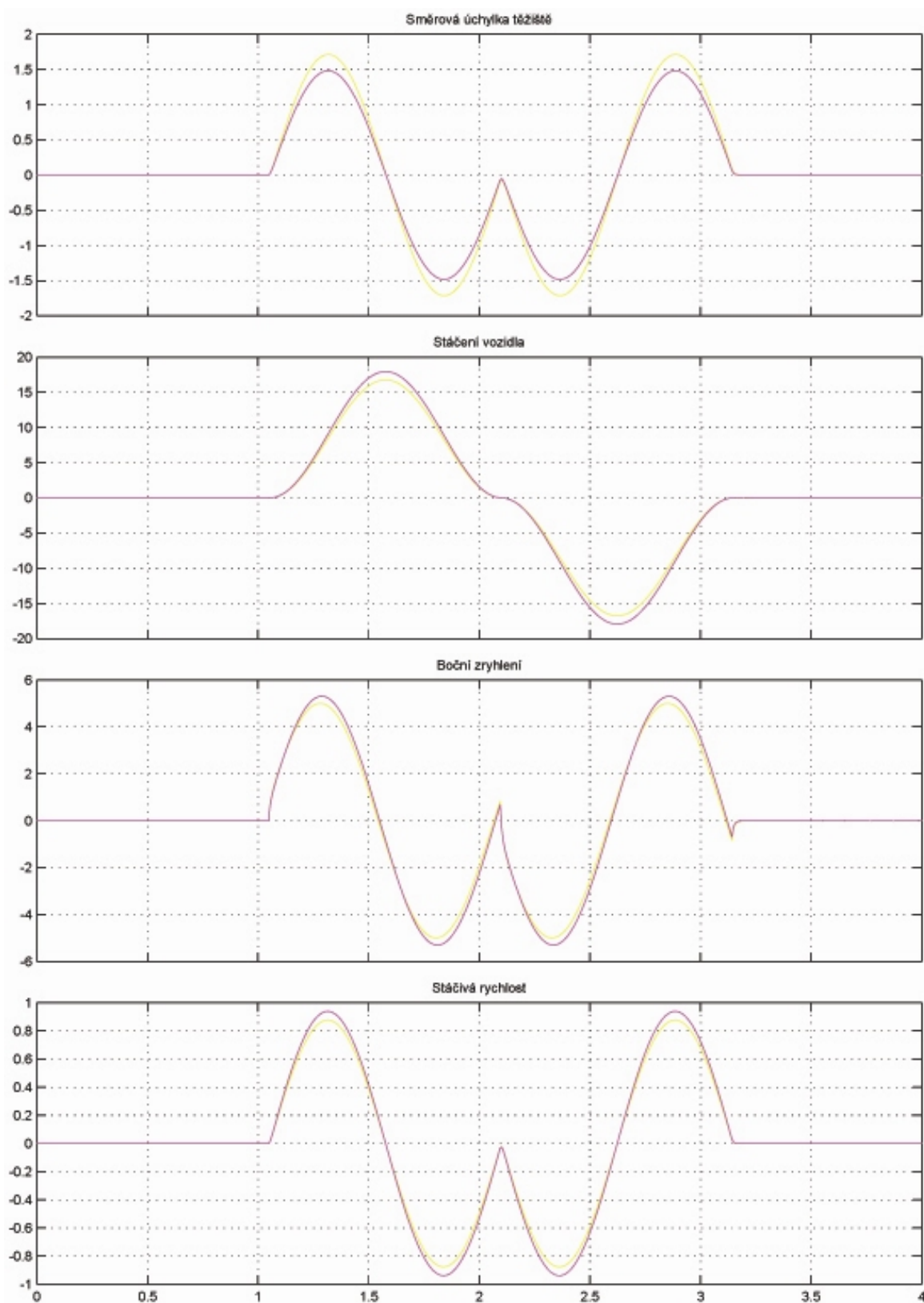
Obr. 4.4 – Trajektorie při souhlasném natočení zadních kol $v=20\text{km/hod}$



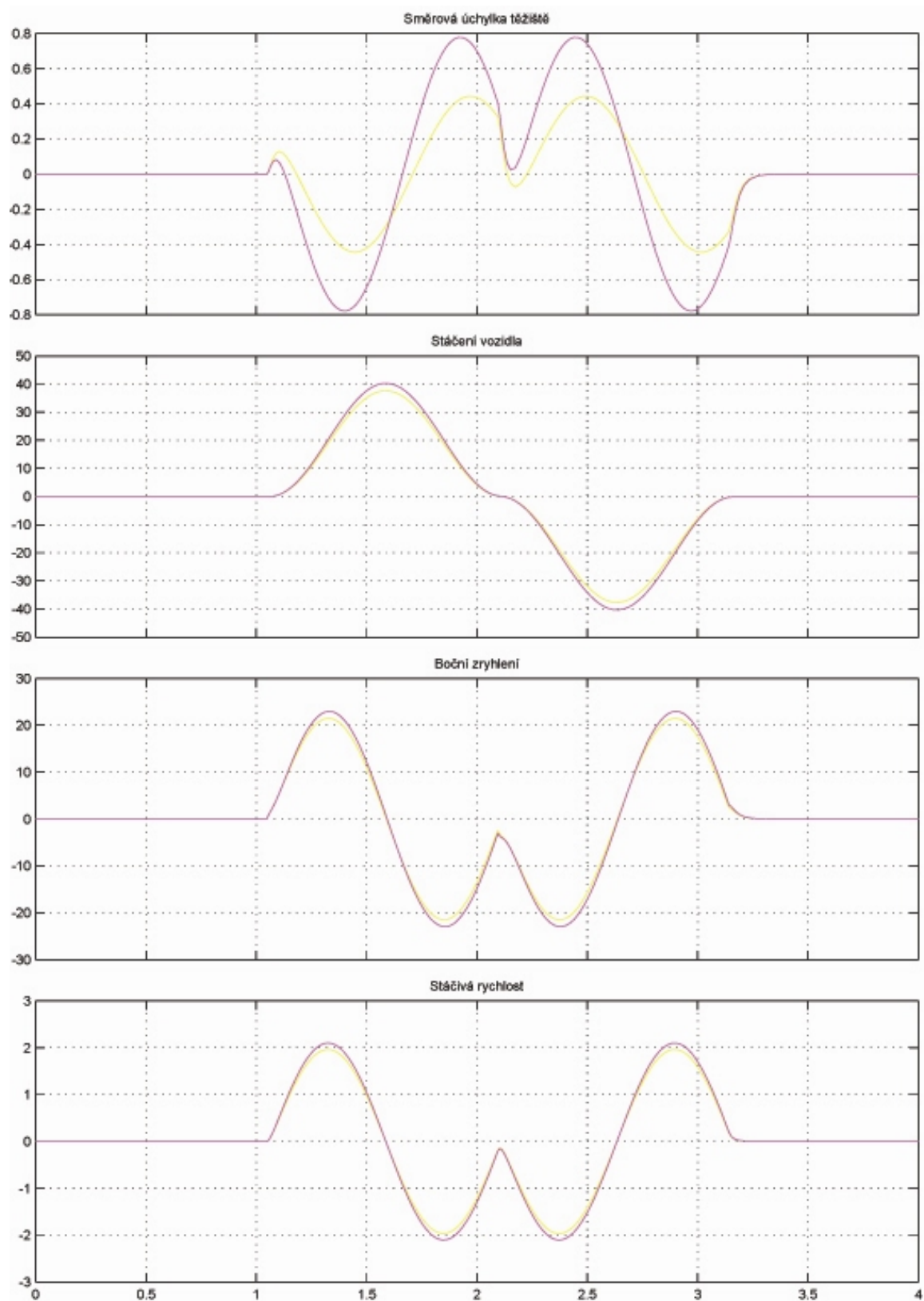
Obr. 4.5 – Trajektorie při nulovém natočení zadních kol $v=40\text{km/hod}$



Obr. 4.6 – Trajektorie při souhlasném natočení zadních kol $v=40\text{km/hod}$



Obr. 4.7 – Průběh směrové úchylky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti při „losím testu“ $v=20\text{km/hod}$: žlutá- $\beta_z=K$. fialová- $\beta_z=0$



Obr. 4.8 – Průběh směrové úchylny těžiště, stáčitosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti při „losím testu“ $v=40\text{km/hod}$: žlutá- $\beta_z=K \cdot \beta_p$, fialová- $\beta_z=0$

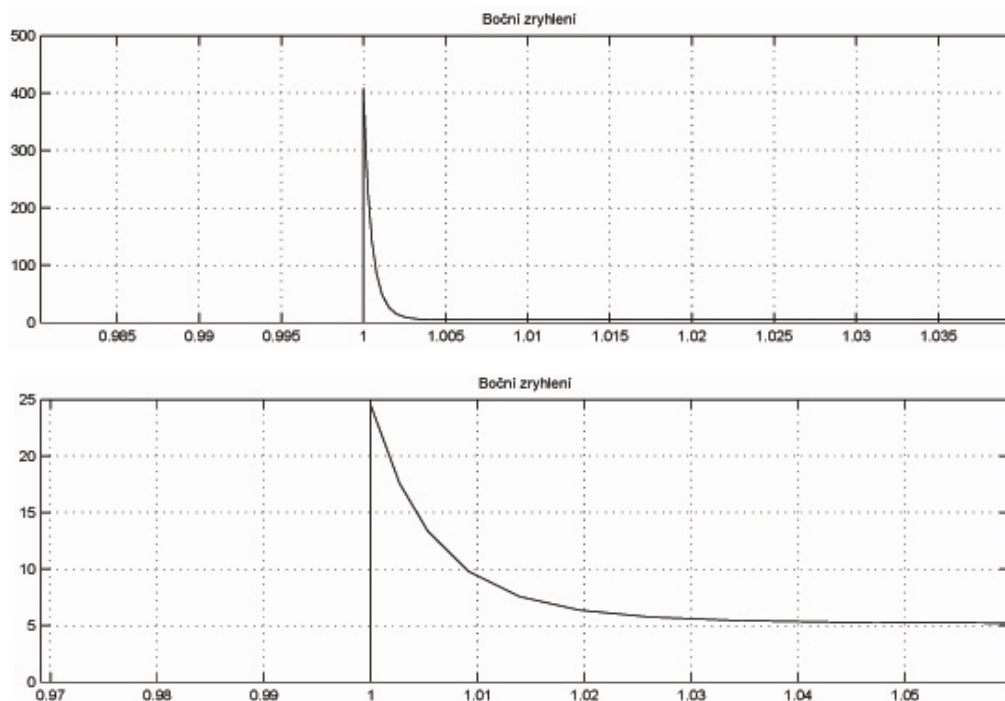
Trajektorie RC modelu je vidět na **obr. 4.3** a **4.4** (pro 40km/hod **obr. 4.5** a **4.6**). Při souhlasném natočení zadních kol je výchylka při výhybném manévru menší než při nulovém natočení zadních kol. Toto vyplývá z faktu, že při natočení všech kol dojde bezprostředně k bočnímu pohybu celého vozidla, a tudíž se celý manévr zkrátí.

Na grafech na **obr. 4.7** a **4.8** je vidět rozdíl mezi natočením zadních kol při rychlosti 20 a 40 km/hod. Při rychlosti 20km/hod směřuje směrová úchylka těžiště ke středu otáčení vozidla a souhlasné natočení nám nezvyšuje jeho stabilitu vozidla (v **příloze 6** je vidět výsledek pro nesouhlasné natočení). Z **obr. 4.8** je patrný přínos souhlasného natočení zadních kol při vyšších rychlostech.

Průběhy při statické zkoušce řiditelnosti jsou uvedeny v **příloze 7**.

4.4 - URČENÍ SMĚROVÉ TUHOSTI PNEUMATIK

Při jízdě RC modelu do již zmiňovaných 35 km/hod nedochází k výrazným změnám při průběhu sledovaných charakteristik. Při statické zkoušce řiditelnosti se stabilizuje boční zrychlení na stejné hodnotě bez rozdílu na zadanou směrovou tuhost. Jedinou výjimkou je první odezva na natočení kol, kdy se boční zrychlení zvyšuje s rostoucí směrovou tuhostí (viz **obr. 4.7**).



Obr. 4.7 – Vliv boční tuhosti pneumatiky na boční zrychlení ($v=20\text{km/hod}$): Horní obrázek: $C_{ap} = C_{az} = 50000 \text{ [N/rad]}$. Dolní obrázek: $C_{ap} = C_{az} = 3000 \text{ [N/rad]}$.

Z výsledků simulace jsem usoudil, že když se změří maximální boční zrychlení RC modelu, může se naměřené zrychlení porovnat s výsledky z matematického modelu a tím zjistit směrovou tuhost pneumatik.

4.5 - OVĚŘENÍ SIMULACE NA REÁLNÉM RC MODELU

Jelikož se nepodařilo zajistit přenos signálů ze snímačů do počítače, nebylo možné provést ověření matematického modelu na RC modelu. Místo ověření matematického modelu na reálném modelu jsem provedl konstrukční návrh zástavby počítače do RC modelu.

I přesto zde uvádím popis a použití snímačů, pomocí kterých se bude provádět vyhodnocování výsledků.

4.6 - SNÍMAČE

Ke změření rychlostí budou sloužit dva typy snímačů. Hlavním snímač otáček pracuje na Hallově principu a rychlost bude zjišťovat z otáček klece diferenciálu. Ke zjišťování skluzů kol budou sloužit aktivní snímače otáček. Dalšími použitými snímači bude snímač podélného i příčného zrychlení a snímač stáčivé rychlosti.

4.6.1 - Aktivní snímač otáček

Aktivní snímač otáček funguje na principu impulsního snímače, jen místo zubů impulsního kola jsou zde magnety. Magnety jsou střídavě (sever, jih) seřazeny do prstence. Měřicí prvek aktivního snímače je umístěn v magnetickém poli a při pohybu se mění magnetický tok procházející měřicím prvkem. Rychlost určíme z počtu impulsů za čas. Pro konstantní rychlost platí jednoduchý vztah [5]:

$$v = \frac{z \cdot o}{t} \quad (4.22)$$

$$\text{kde: } o = 2 \cdot \pi \cdot r_{dyn} \quad (4.23)$$

Pro nekonstantní rychlost platí:

$$v = o \int_0^t z_{(t)} dt \quad (4.24)$$

4.6.2 - Hallův snímač otáček

Fyzikální princip snímače je závora složená z Hallova senzoru a magnetu. Magnetické pole je přerušováno feromagnetickým kovovým rotačním kotoučem. Z počtu přerušení magnetického pole se určí počet otáček. Rychlost se vyjádří:

$$v = 2\pi \cdot r_{dyn} \cdot n_H \frac{z_H}{z_D} \quad (4.25)$$

$$\text{kde } n_H = \frac{p}{w} \quad (4.26)$$

4.6.3 - Snímač stáčivé rychlosti

Ke zjišťování stáčivé rychlosti vozidla, tj. snímání otáčení OA kolem jeho svislé osy, slouží snímač označovaný jako gyroskop. Gyroskopy fungují na principu vzniku přídavné (Coriolisovy) síly. Měření se provádí pomocí pružně uložené kmitající hmoty. Když začne auto zatáčet, ovlivňuje i kmitavý pohyb hmoty. Pomocí regulátoru se snaží snímač vrátit kmitání do původního stavu. Akční veličina regulátoru je úměrná stáčivé rychlosti vozidla. Úhlová rychlost kolem svislé osy snímače se rovná stáčivé rychlosti vozidla [3].

4.6.4 - Snímač zrychlení

Pro měření zrychlení se využívá fyzikálního efektu, že na zrychlované těleso působí setrvačná síla. Pokud je toto těleso upevněno pomocí pružné vazby, může se při účinku setrvačné síly posouvat. Výchylka tělesa je měřítkem pro zrychlení. Výchylka se měří např. pomocí Hallova snímače [3].

4.7 - VYHODNOCENÍ NAMĚŘENÝCH VÝSLEDKŮ

Díky snímačům umístěným na modelu se bude moci vyhodnotit dynamické chování RC modelu. Ze snímačů se dozvíme průběhy bočního a podélného zrychlení, stáčivé rychlosti a celkové rychlosti vozidla. Pro jízdní stabilitu je další důležitou proměnnou úhlová úchylka těžiště. Tu snadno vypočteme ze vztahu (4.16):

$$\dot{\alpha} = \frac{\ddot{y}}{v} - \dot{\varepsilon}. \quad (4.21)$$

Po integraci dostaneme požadovanou směrovou odchylku těžiště α .

Další fází výzkumného záměru by mělo být navrhnutí počítačového algoritmu, který by data získaná ze snímačů vyhodnotil, porovnal s naměřenými mezními stavy a při potřebě (ztrátě stability) provedl zásah do řízení. Pro odchylky od změřených mezí průběhů bočního zrychlení, stáčivé rychlosti a úhlu úchylky těžiště by se model stabilizoval natočením zadní nápravy, kdy při maximálním souhlasném natočení (2°) tyto hodnoty výrazně klesají.

Další možností jak zajistit stabilitu jízdy je použití regulátoru. Regulovanou veličinou je směrová úchylka těžiště, přičemž ideální hodnota je rovna nule (vozidlo má neutrální chování). Pro jednoduchost aplikace by stačil proporcionální regulátor. I přesto, že pracuje s trvalou regulační odchylkou, je schopen snížit regulovanou veličinu o řád, což jsem vyhodnotil jako postačující.

5 - ZÁVĚR

Diplomová práce obsahuje konstrukční návrh zadní říditelné nápravy na RC modelu s cílem ověřit vliv systému 4WS na řízení. Jelikož by měl RC model sloužit jako učební pomůcka pro ověření teorie řízení všemi koly, navrhl jsem i matematický model, na kterém se dají simulovat různé jízdní stavy.

Z matematického modelu je patrný přínos systému 4WS na trajektorii vozidla. Při nesouhlasném natočení kol se zmenšuje poloměr otáčení vozidla a tím se usnadňuje i manipulace s vozidlem. Toho lze však využít jen při malých rychlostech, protože při nesouhlasném natočení narůstá stáčivá rychlost vozidla.

Rychlost, do které se používá nesouhlasné natočení zadních kol, je závislá na směrové tuhosti zadních pneumatik a dá se přibližně určit ze vztahu (4.21).

Při vyšších rychlostech se kola natáčí souhlasně, což vede ke zrychlení výhybného manévru. To vyplývá z faktu, že vodící boční síla nepůsobí jen na kola přední nápravy jako u konvenčního způsobu řízení, ale na všechna kola, proto dojde ihned k vybočení celého vozidla. Při působení boční síly na kola obou náprav se také zmenšuje stáčivý moment působící na zatáčející vozidlo. Z matematické simulace je zjevné, že při souhlasném natočení kol se zmenšují výchylky stáčivé rychlosti, bočního zrychlení a pro vyšší rychlosti i úhel směrové úchylnosti těžiště. To potvrzuje stabilizační účinek zadní říditelné nápravy.

Aby se mohly vyhodnotit dynamické vlastnosti RC modelu, bude model osazen snímači rychlosti, snímačem stáčivé rychlosti a snímačem zrychlení. Všechna data se budou zaznamenávat na pevný disk, který jsem i s počítačem zastavěl do RC modelu. Pomocí naměřených hodnot se budou moci ověřit stabilizační účinky zadní říditelné nápravy pro různé jízdní stavy.

S přispěním počítače se bude moci do řízení zadních kol RC modelu zavést zpětná vazba, která bude pomáhat ke zvýšení stability vozidla. Nejednodušším způsobem zvýšení jízdní stability RC modelu je použití regulátoru, který by reguloval směrovou úchylnost těžiště a snažil se jí udržet rovnou nule. Dalším způsobem zvýšení stability je pomocí algoritmu porovnávat aktuální hodnoty (stáčivá rychlost, boční zrychlení, ...) s mezními hodnotami naměřenými při zkouškách a při překročení těchto mezí provést zásah do řízení. Tento způsob, při kterém se vyhodnocuje více vstupních proměnných, je sice složitější ale zároveň bezpečnější.

Přehled použité literatury:

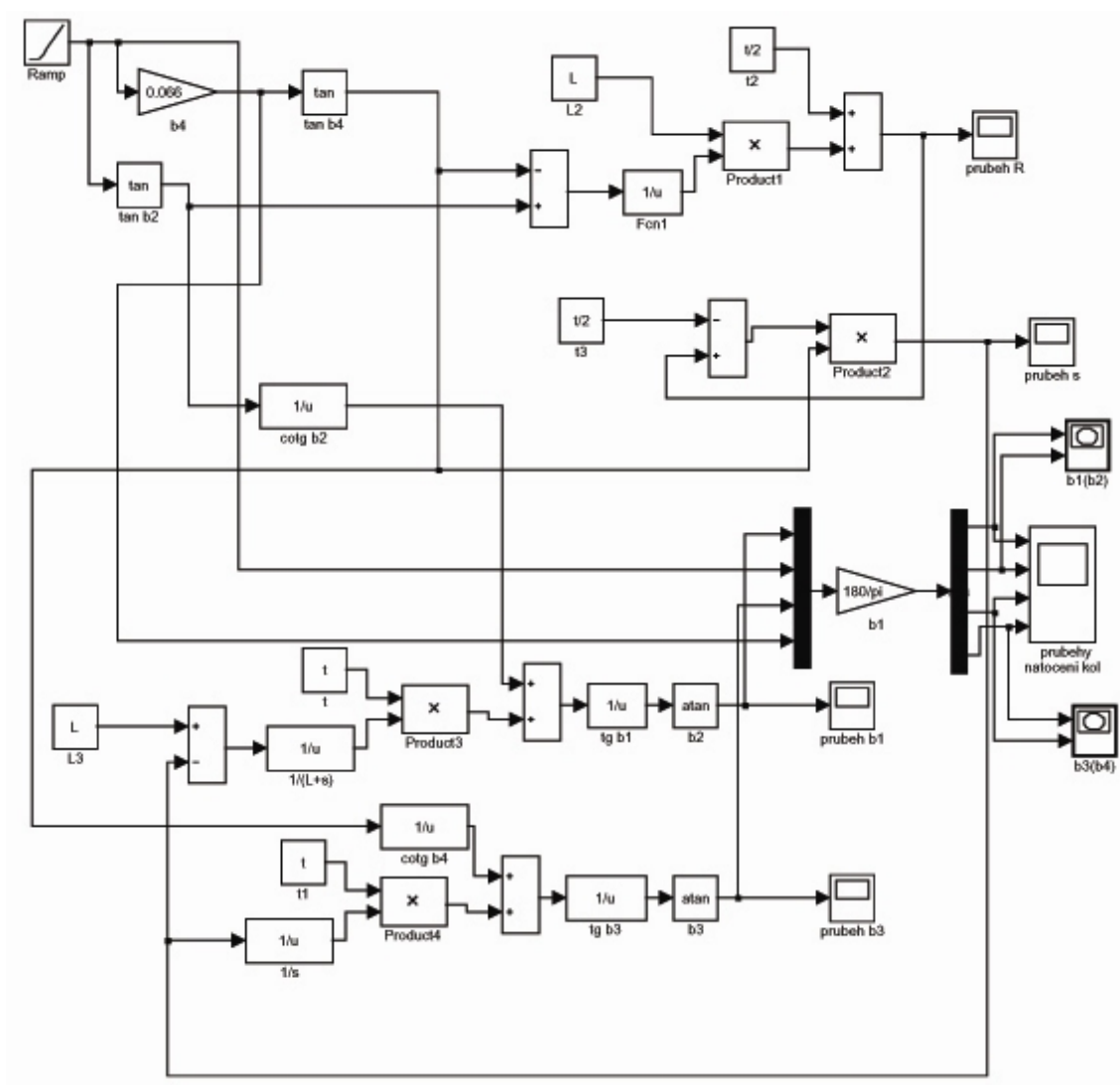
- [1] Brabec, P. – Voženílek, R.: Jednostopý a dvoustopý model vozidla
- [2] Vlk, F.: Dynamika motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2000
- [3] Vlk, F.: Elektronické systémy motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2002
- [4] Vlk, F.: Podvozky motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2000
- [5] Vlk, F.: Zkoušení a diagnostika motorových vozidel, Nakladatelství a vydavatelství VLK, Brno, 2001

Přílohy

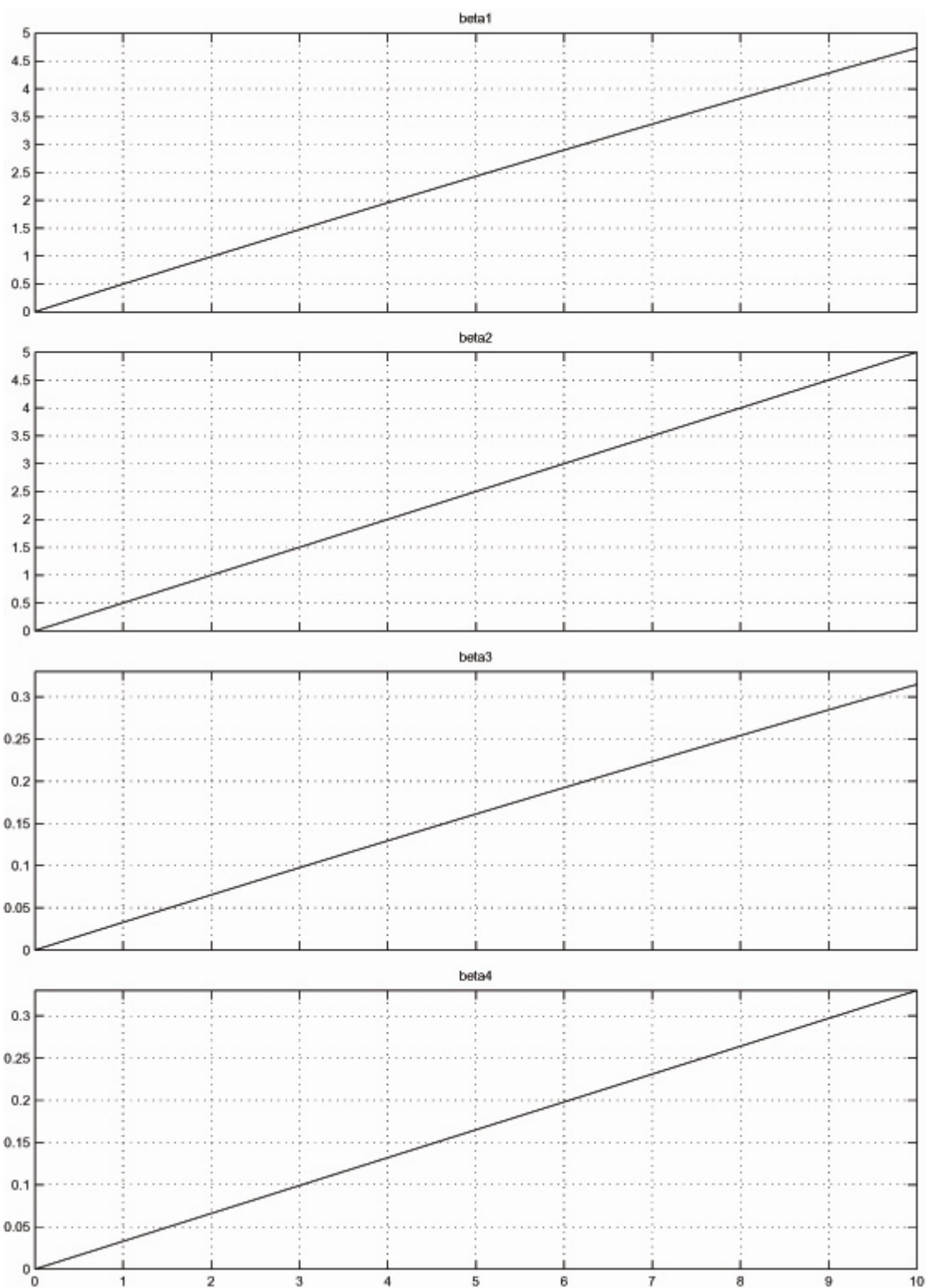
Seznam příloh

	Název přílohy	Počet stran
Příloha 1	Simulační schéma pro vyřešení Ackermannovy podmínky	1
Příloha 2	Průběhy natočení kol při splnění Ackermannovy podmínky	1
Příloha 3	Simulační schéma pro zjištění trajektorie RC modelu	1
Příloha 4	Maximální hodnoty při změně parametrů RC modelu	1
Příloha 5	Maximální hodnoty při změně hmotnosti a rychlosti RC modelu, průběhy směrové úchylky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro $m=9,7$ ($v=20\text{km/hod}$, $v=40\text{km/hod}$)	3
Příloha 6	Průběhy směrové úchylky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro nesouhlasné natočení zadních kol při $v=20\text{km/hod}$	1
Příloha 7	Průběhy směrové úchylky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro souhlasné natočení zadních kol při statické zkoušce řiditelnosti ($v=20\text{km/hod}$, $v=40\text{km/hod}$, $v=35\text{km/hod}$)	3

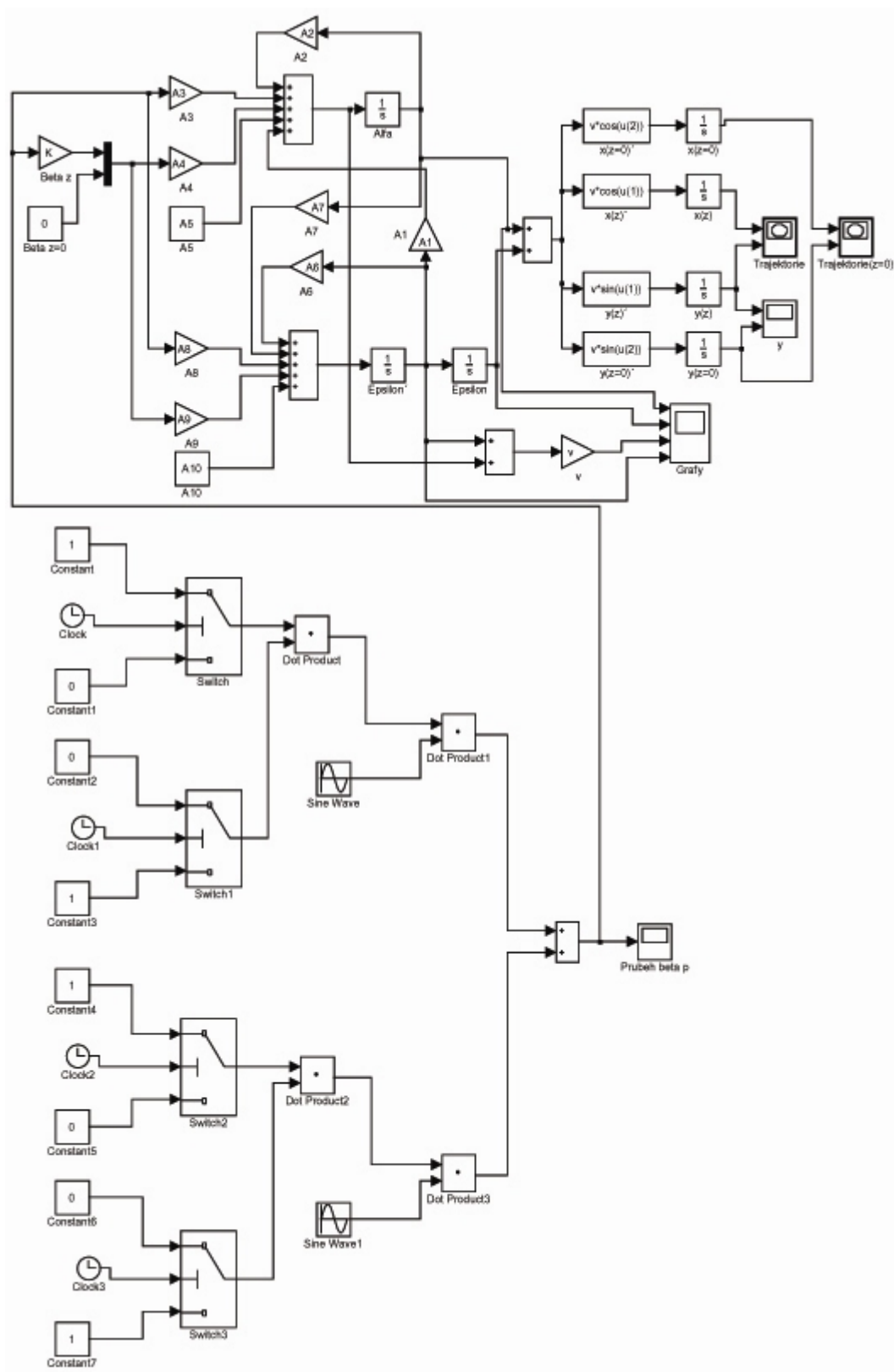
Simulační schéma pro vyřešení Ackermannovy podmínky



Průběhy natočení kol při splnění Ackermannovy podmínky



Simulační schéma pro zjištění trajektorie RC modelu



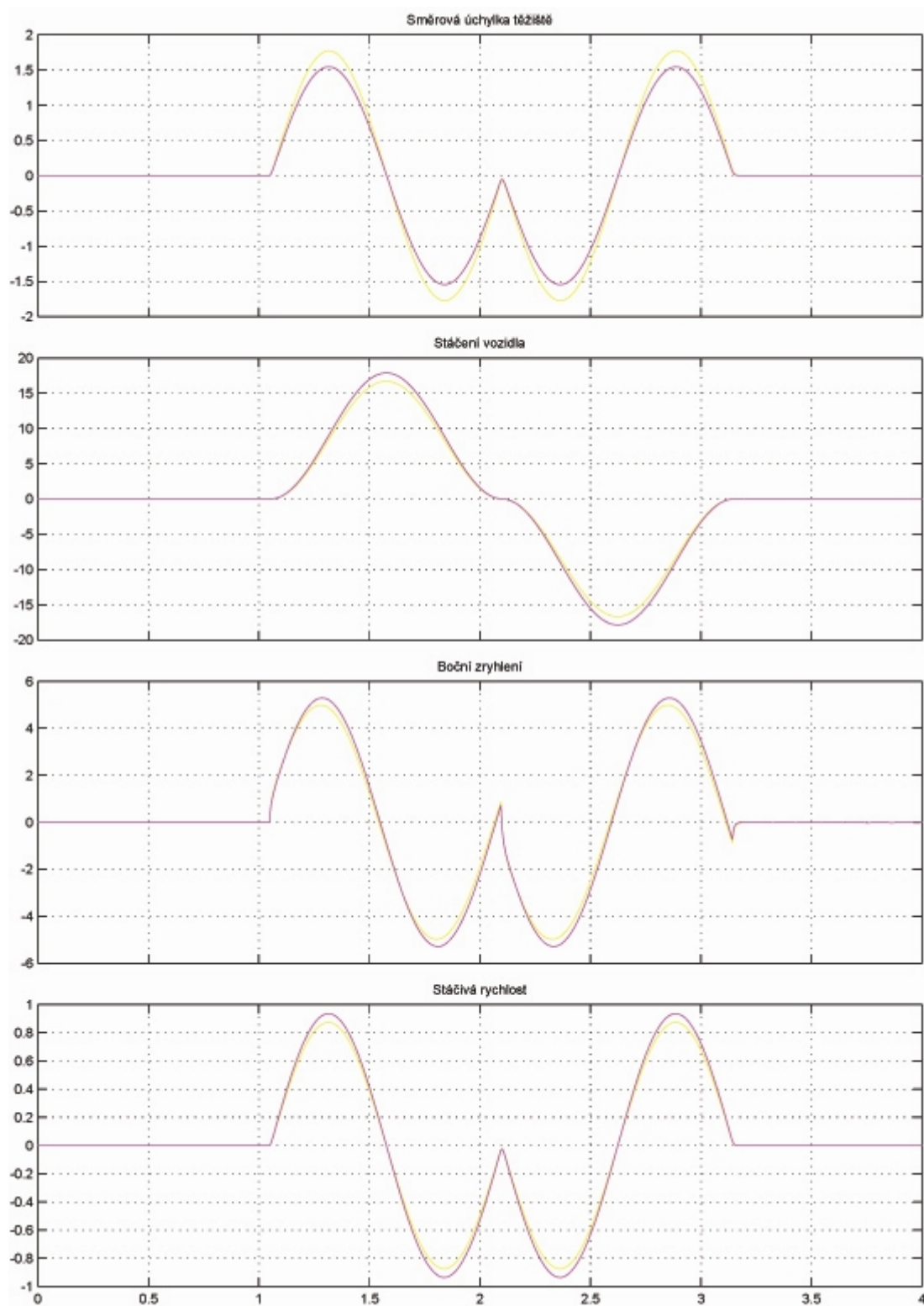
Maximální hodnoty při změně směrové tuhosti pneumatik a rychlosti vozidla

v [km/hod]	$C_{\alpha p} = C_{\alpha z}$ [n/rad]	y_{\max} [m]		α_{\max} [°]		\ddot{y}_{\max} [m/s ²]	
		$\beta_z=0$	$\beta_z=K$	$\beta_z=0$	$\beta_z=K$	$\beta_z=0$	$\beta_z=K$
20	2000	0,92	0,96	1,3	1,55	5,3	5
	4000	0,89	0,84	1,72	1,95	5,3	5
	10000	0,88	0,83	2,15	1,95	5,2	4,95
	50000	0,87	0,82	2,3	2,1	5,2	4,8
40	2000	4,1	3,85	-1,7	-1,3	23,5	22
	4000	3,7	3,45	0,4	0,75	22	20,5
	10000	3,5	3,3	1,7	1,45	21	19,6
	50000	3,4	3,2	2,2	2	20,5	19
60	2000	10,8	10,4	-8,8	-7,8	66	62
	4000	8,7	8,3	-2,3	-1,8	53	52
	10000	7,8	7,3	0,9	0,6	49	46
	50000	7,4	7	2,05	1,85	46	43

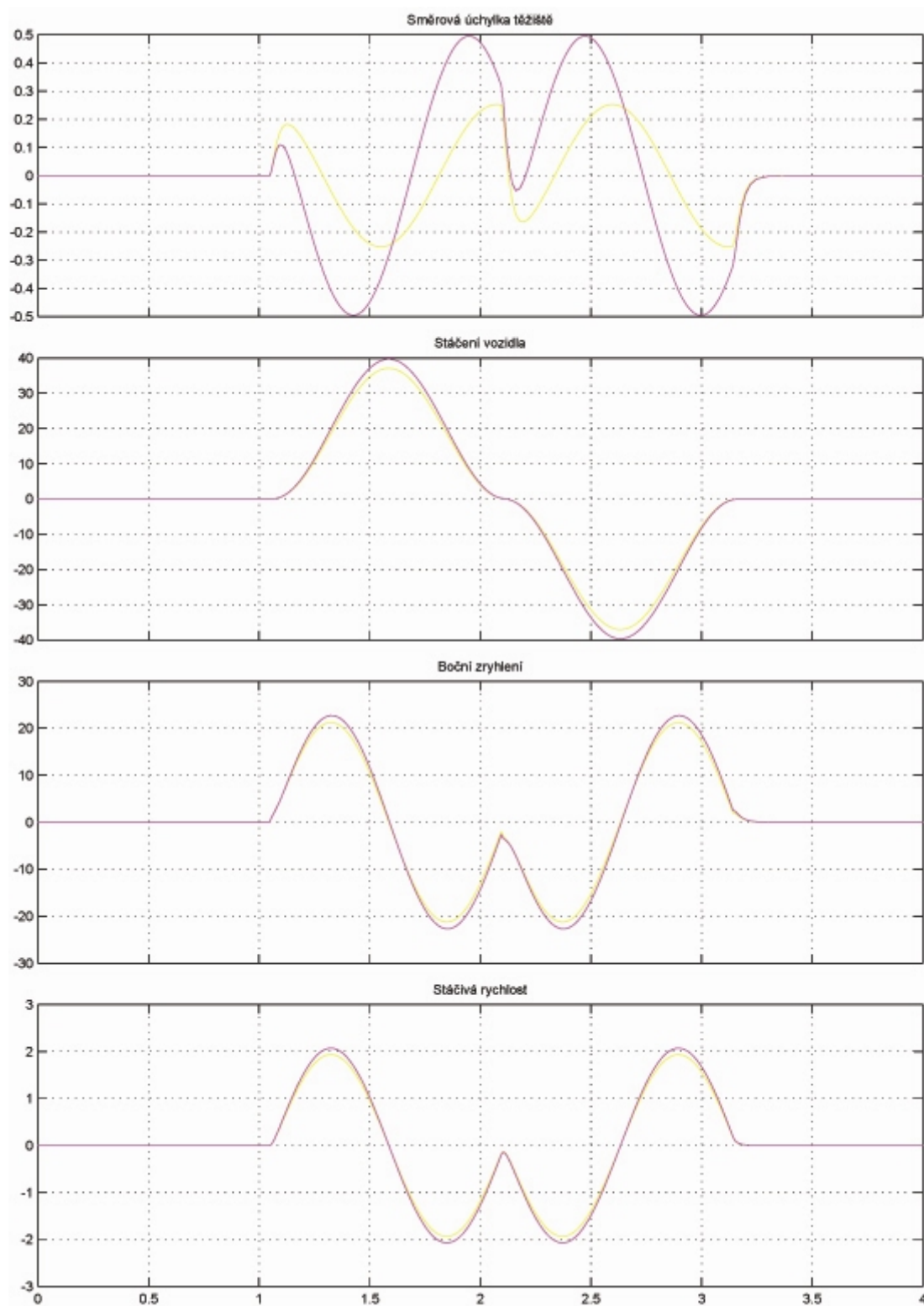
Maximální hodnoty při změně hmotnosti a rychlosti vozidla

v [km/hod]	m [kg]	y_{\max} [m]		α_{\max} [°]		\ddot{y}_{\max} [m/s ²]	
		$\beta_z=0$	$\beta_z=K$	$\beta_z=0$	$\beta_z=K$	$\beta_z=0$	$\beta_z=K$
20	9,7	0,9	0,84	1,55	1,78	5,3	5
	10,7	0,9	0,84	1,5	1,7	5,3	5
40	9,7	3,85	3,62	0,5	0,25	22,5	21,3
	10,7	3,9	3,67	0,8	0,45	23	21,5
60	9,7	9,5	9,1	4,7	4,1	60	56
	10,7	9,8	9,4	5,6	5	62	58

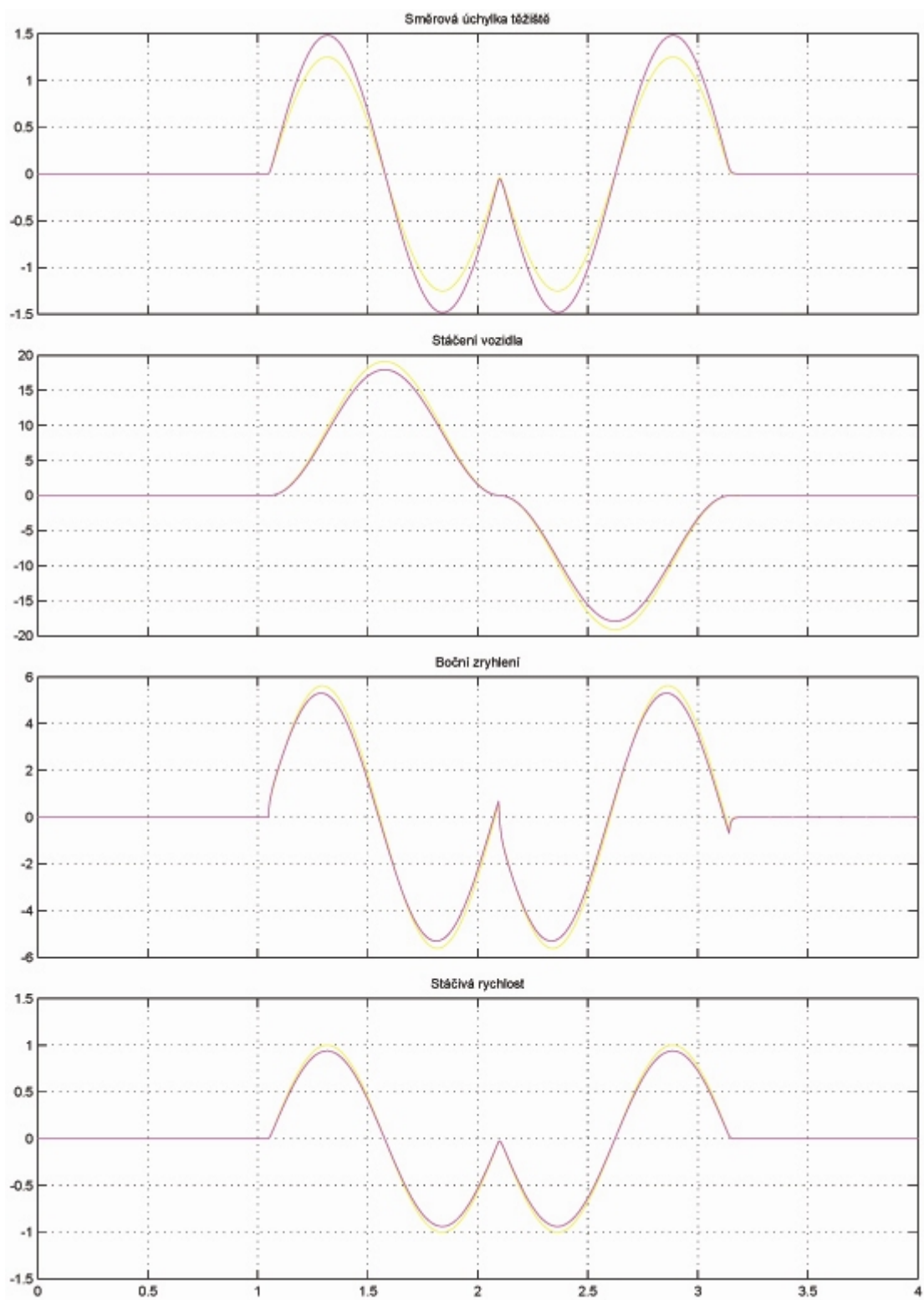
Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro $v=20\text{km/hod}$ a $m=9,7$



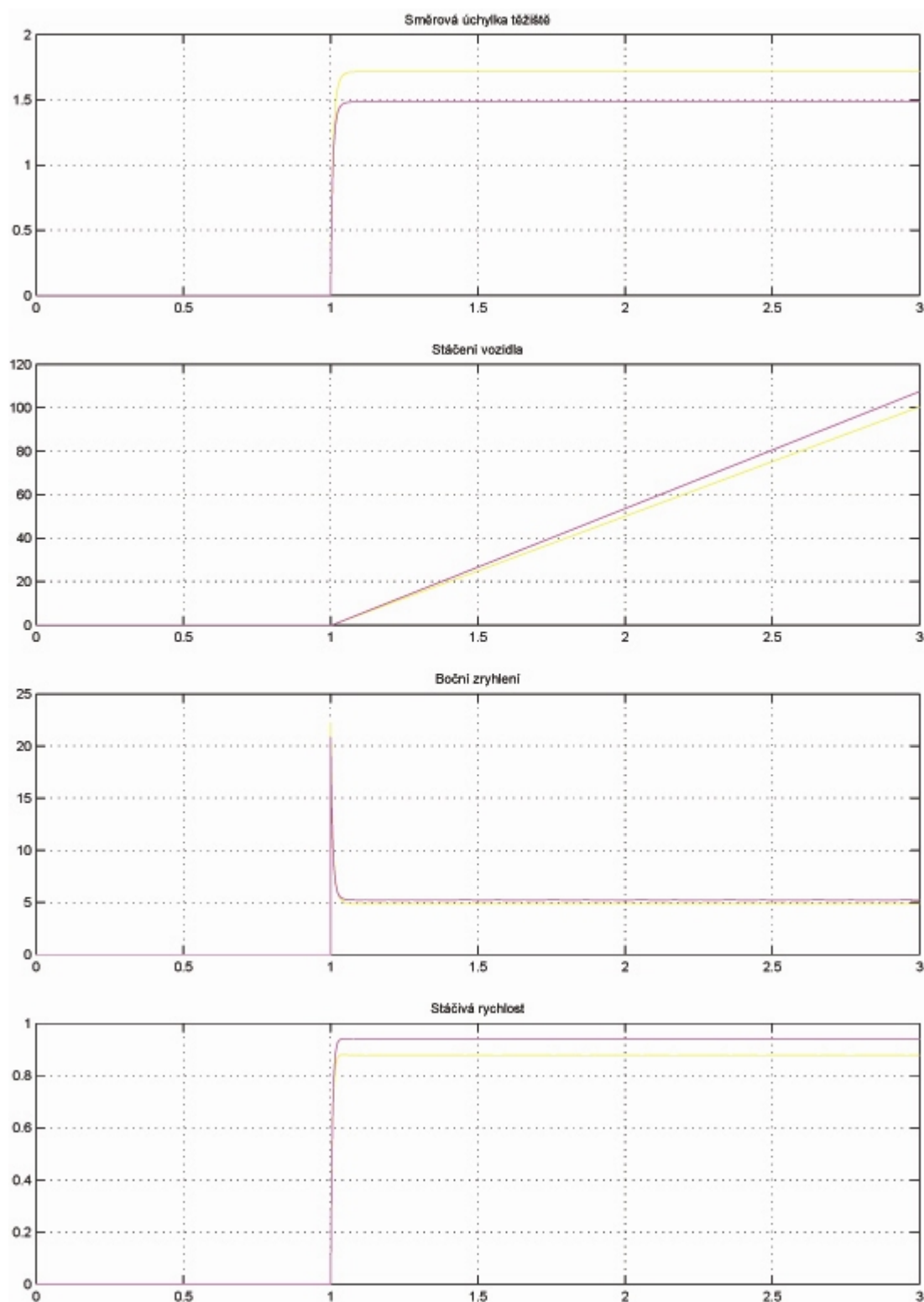
Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro $v=20\text{km/hod}$ a $m=9,7$



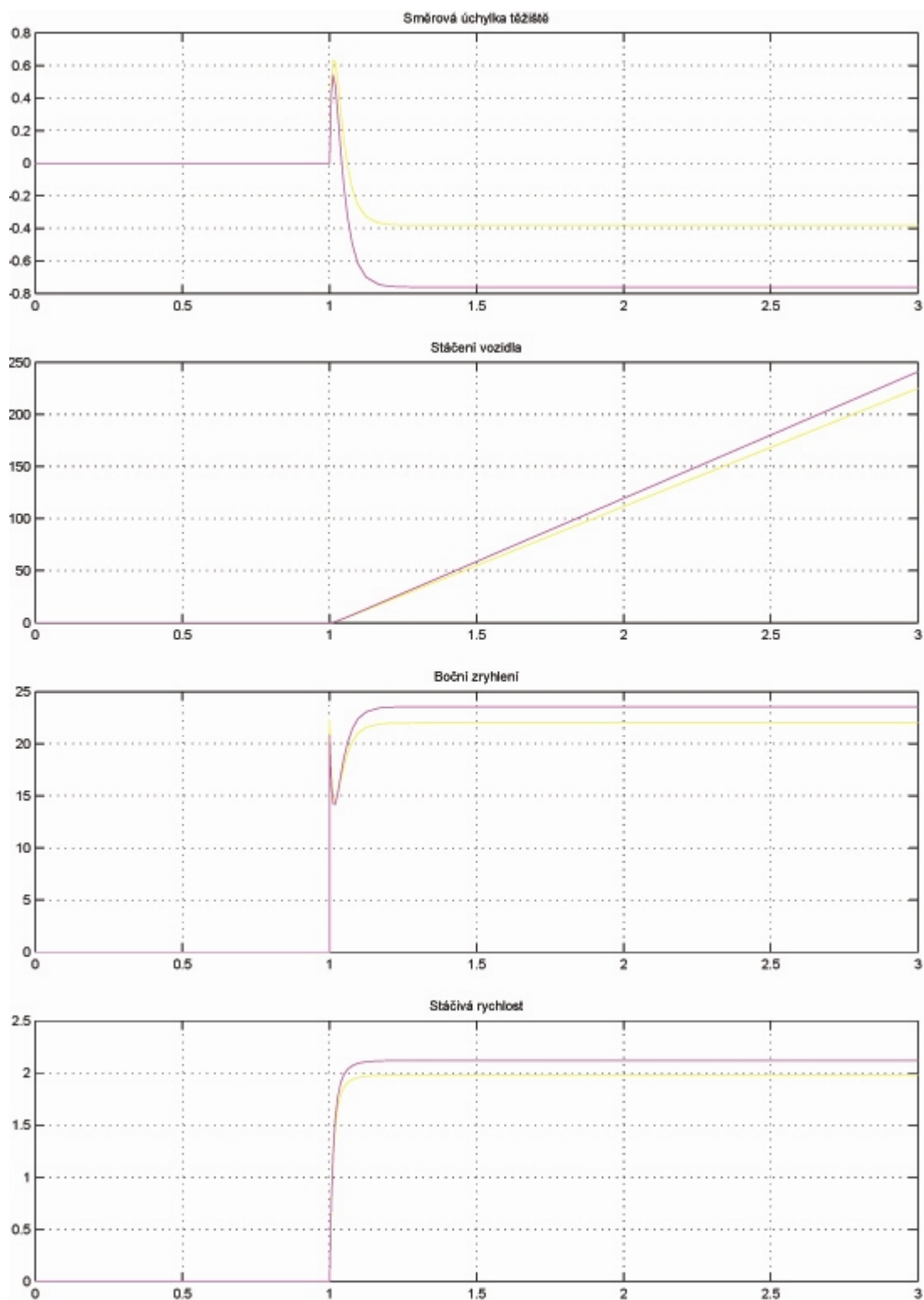
Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro nesouhlasné natočení zadních kol při $v=20\text{km/hod}$



Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro souhlasné natočení zadních kol při statické zkoušce řiditelnosti ($v=20\text{km/hod}$)



Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro souhlasné natočení zadních kol při statické zkoušce řiditelnosti ($v=40\text{km/hod}$)



Průběhy směrové úchytky těžiště, stáčivosti, bočního zrychlení a stáčivé rychlosti vozidla pro souhlasné natočení zadních kol při statické zkoušce řiditelnosti ($v=35\text{km/hod}$)

